



ESCOLA NAVAL

ta tante obier faire



ASPOF EN-MEC João Alexandre Narciso Gaivota

Avaliação da Integridade Estrutural e Prevenção de Avarias em Veios de Manivelas de Motores

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais,
na especialidade de Engenharia Naval – Ramo Mecânica



Alfeite
2015



ESCOLA NAVAL

la santé est le bien-être



ASPOF EN-MEC João Alexandre Narciso Gaivota

***Avaliação da Integridade Estrutural e Prevenção de Avarias em Veios
de Manivelas de Motores***

**Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, na
especialidade de Engenharia Naval – Ramo Mecânica**

Orientação de: Prof. Dr. Rui Martins

Co-orientação de: CFR EN-MEC (ACN) Pires da Silva

O Aluno Mestrando

O Orientador

João Gaivota

Prof. Dr. Rui Martins

**Alfeite
2015**

Dedicatória

Dedico este trabalho a todos aqueles que sempre acreditaram e apoiaram-me durante
estes últimos cinco anos.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer, inicialmente, ao meu orientador, o Professor Doutor Rui Fernando Martins por mostrar-se sempre presente e disposto a ajudar a ultrapassar todas as dificuldades encontradas ao longo desta jornada, inspirando constantemente a procura do conhecimento e o estabelecimento de novas metas.

Ao meu coorientador, engenheiro CFR EN-MEC Pires da Silva pela sua disponibilidade, dedicação e disposição na partilha do conhecimento.

Ao engenheiro CFR EN-MEC Rebocho Antunes da Direção de Navios e ao engenheiro Oliveira da Arsenal Alfeite, S.A., pela sua pronta disponibilidade no esclarecimento de dúvidas, bem como permitirem o acesso a toda a informação vital para este projeto.

À minha família, amigos e camaradas pela motivação, compreensão e apoio ao longo desta jornada, sempre presentes física ou espiritualmente.

Um bem-haja a todos vós.

Resumo

Na engenharia mecânica, a manutenção dos equipamentos é uma área bastante sensível que requer a monitorização constante do comportamento mecânico dos materiais e dos componentes que constituem um sistema mecânico, a monitorização das condições de serviço, etc.. Nos motores de combustão interna de 4 tempos, tem-se registado uma frequente ocorrência de falha em veios de manivelas. Esta situação é bastante conhecida, nomeadamente na Marinha Portuguesa, devido à ocorrência deste problema nos motores *diesel* das fragatas da classe “Vasco da Gama”, navios de elevado empenho operacional, o que compromete o seu desempenho e total disponibilidade. Conforme referido anteriormente, os motores em análise têm apresentado um número significativo de falhas no veio de manivelas, sendo um objeto de interesse a ser estudado e avaliado.

Como base de estudo, utilizaram-se os registos recolhidos das averiguações à data das ocorrências das falhas, juntamente com os dados disponíveis acerca dos motores em questão, bem como do seu veio de manivelas, de modo a recriar, com a ajuda do programa informático de modelação CAD *Solidworks*[®], um modelo em três dimensões do veio de manivelas. Deste modo, foi possível analisá-lo através do método dos elementos finitos, simulando todas as condições de funcionamento do motor, a fim de se obter com o maior rigor possível o comportamento do veio de manivelas. As simulações numéricas realizadas consistiram em análises estruturais lineares e não lineares, no domínio estático, mas também na análise de frequências e modos de vibração e ainda no comportamento à fadiga do componente. Já na fase final da presente dissertação, sugerem-se possíveis alterações na geometria do veio, de modo a reduzir as tensões induzidas. Com este trabalho conclui-se que, para as condições de carregamento utilizadas, o veio não aguenta as solicitações no regime de altas rotações, acabando por fraturar num curto tempo de vida, o que está de acordo com os casos ocorridos.

Palavras-Chave: Veio de manivelas. Análise não linear. Concentração de tensões. Fadiga. Método dos elementos finitos (MEF).

Abstract

In mechanical engineering, the maintenance of equipment is a very sensitive area that constantly requires material behavior studies and his components that integrate a mechanical system, the service condition monitorization, etc. In the internal combustion 4-times engine, there has been a frequent occurrence of failure to the crankshaft. This problem is well known within our organization, Portuguese Navy, due to the occurrence of this problem in diesel engines of the frigates class "Vasco da Gama", high operational level vessel, which undertakes large-scale performance. The motors in question have shown a significant number of failures at the crankshaft, being an object of interest to be study and evaluated.

As a study base will appeal to those records collected from inquiries to the date of the occurrence of failures, along with the data available on the engines in question, as well as its crankshaft, so that you can recreate it with the help of SolidWorks® an element in three dimensions and thus analyze it through the finite element method, simulating all engine operating conditions in order to get to the best possible accuracy the behavior of the crankshaft. These numerical simulations will consist of linear and nonlinear analysis in the static domain, vibration analysis and also its fatigue behavior of the material. In the final stage, suggests possible changes to the structure of the shaft in order to observe their behavior to stress concentration in order to optimize them. Whit this work is concluded that, with the actual load conditions, the crankshaft can not take requests in the high levels, and will eventually fracture in a short lifetime, which is consistent with the cases occurred.

Keywords: Crankshaft. Finite elements. Non-linear static. Concentration stresses. Fatigue.

Índice Geral

1. Introdução	1
1.1. Motivação da Tese	1
1.2. Objetivo da Investigação	2
1.3. Estrutura da Tese	2
1.4. Introdução ao sistema propulsor de um navio.	3
1.4.1. Componentes de um motor de combustão interna.	3
1.4.2. Funcionamento dos motores marítimos	8
2. Pesquisa Bibliográfica	13
2.1. Mecânica da Fratura Linear Elástica e Propagação de Fendas por Fadiga.....	13
2.1.1. Tensões de Fadiga	14
2.1.2. Correções da Tensão Limite de Fadiga	17
2.1.3. Concentração de Tensões	19
2.1.4. Tensões de Fadiga Alternadas	22
2.1.5. Propagação das Fissuras de Fadiga	24
2.2. Análise de Falhas em Veios de Manivelas	28
2.2.1. Detecção da Falha	29
2.2.2. Ensaios Não Destrutivos	29
2.2.3. Fiabilidade em um Veio de Manivelas	33
2.3. Casos de Falha relatados	42
3. Elementos Finitos	51
3.1. Modelação do comportamento dos materiais	51
3.2. Método de Análise	53
3.3. Geometria.....	55
3.4. Malha de elementos	56
3.5. Carregamentos e Condições de Fronteira	60
3.6. Análise estática	62
3.7. Análise modal	63
4. Análise do caso de estudo.....	65
4.1. Descrição geral	65
4.1.1. Avarias ocorridas no veio de manivelas do N.R.P. Álvares Cabral.....	67
4.1.2. Avarias ocorridas no veio de manivelas do N.R.P. Corte Real.....	72
4.2. Fatores a entrar em conta no estudo.....	74

4.2.1. Combustível e óleo de lubrificação	75
4.2.2. Instalação propulsora.....	76
5. Materiais e Métodos	79
5.1. Material do veio de manivelas	79
5.2. Modelação do veio de manivelas	80
5.3. Determinação de forças	83
5.3.1. Sobrealimentador B2.....	84
5.3.2. Sobrealimentador B2 e A1	85
5.3.3. Sobrealimentadores B2, A1 e B1	86
5.4. Aplicação do método dos Elementos Finitos.....	87
5.5. Análises e Resultados	91
5.5.1. Análises não-lineares.....	91
5.5.2. Análise modal.....	94
5.5.3. Propagação da falha	95
6. Análise e Discussão de Resultados.....	99
6.1. Alterações ao veio de manivelas.....	99
6.1.1. Aumento do raio de curvatura dos boleados do veio	99
6.1.2. Aumento do diâmetro dos moentes do veio	100
7. Conclusão	1
Bibliografia.....	1
Apêndices	1
Anexos	29

Lista de Figuras

- Fig 1.1 – Vista simplificada de motor de combustão interna, adaptado de (Taringa!, 2015)
- Fig 1.2 - Imagem ilustrativa da posição das válvulas no cilindro, adaptado de (Silva, 2007)
- Fig 1.3 - Êmbolo e Tirante (Silva, 2007)
- Fig 1.4 - Constituição do Tirante, adaptado de (Silva, 2007)
- Fig 1.5 - Veio de Manivelas e o seu esquema de lubrificação (Silva, 2007)
- Fig 1.6 - Representação de um motor marítimo Diesel (MTU Friedrichshafen, 1993)
- Fig 1.7 - Representação de uma instalação propulsora principal de um navio, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)
- Fig 1.8 - Representação de um amortecedor de vibrações, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)
- Fig 1.9 - Esquema de um Turbocompressor, adaptado de (Silva, 2007)
- Fig. 2.1 - Representação esquemática das fases I e II de uma fenda de fadiga.
- Fig. 2.2 - Representação das solicitações de fadiga, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.3 - Representação de um espectro real (em cima), e simplificado, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.4 - Curva S-N de um aço
- Fig. 2.5 - Efeito do Diâmetro, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.6 - Efeito do acabamento superficial, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.7 - Representação das linhas de força num provete à tração, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.8 - Efeito do entalhe em peças solicitadas à flexão, tração, e torção, respetivamente, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.9 - Diagrama de cargas axiais e de flexão em materiais dúcteis, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.10 - Esboço da curva dA/dN , adaptado de (C. Moura Branco, 1986)
- Fig. 2.11 - Exemplo de aplicação do ensaio por líquidos penetrantes (Grupo de Manutenção de Aeronaves, 2015)
- Fig. 2.12 - Exemplos de aplicação do ensaio por magnetoscopia (Arsenal do Alfeite, S.A., 2015)

Fig. 2.13 - Exemplo de aplicação do ensaio por Ultra-Sons em um bloco de betão (PDIG - Diagnóstico e Inspeção de Estruturas e Edifícios, 2015)

Fig. 2.14 - Esquema representativo do funcionamento do ensaio por radiografia industrial (Os Princípios e Fundamentos da Radiologia Industrial, 2015)

Fig. 2.15 - Representação do funcionamento do ensaio por corrente “Eddy”, em a) a bobine não sofre interferência do material; b) situação em contato com um material sem defeito; c) situação em contato com material com defeito (Olympus Corporation, 2015)

Fig. 2.16 - Amortecedor de Vibrações Fricção. Adaptado de (Wojciech Homik, 2010)

Fig. 2.17 - Amortecedor de vibrações borracha: 1) Anel de inércia, 2) Corpo principal, 3) Borracha de amortecimento, adaptado de (Wojciech Homik, 2010)

Fig. 2.18 - Amortecedor de vibrações viscoso, adaptado de (Wojciech Homik, 2010)

Fig. 2.19 - Amortecedor de vibrações com conjunto duplo de molas torsionais: a) vista geral, b) casquilho com dois conjuntos de molas, c) casquilho com um conjunto de molas, d) conjunto de molas (Wojciech Homik, 2010)

Fig. 2.20 - Amortecedor de vibrações de molas retas.

Fig. 2.21 - Superfícies das capas dos moentes, danificadas por desgaste abrasivo. As duas primeiras a contar da esquerda são compostas, essencialmente de alumínio e a terceira de bronze (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.22 - Superfícies das capas dos moentes, danificadas por desgaste adesivo. Em A) o desgaste é feito por raspagem; em B) é feito por corte (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.23 - Superfície da capa do moente, danificada por desgaste de fadiga (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.24 - Superfície de uma capa de um moente com desgaste por cavitação. A) cavitação por fluxo; B) cavitação por descarga em A) em detalhe (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.25 - Orifício de lubrificação de uma capa de um moente, danificada por desgaste por erosão (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.26 - Superfícies das capas dos moentes apresentando desgaste por deformação plástica (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.27 - Capa de um moente com remoção de revestimento (Aleksandar Vencel, 2014)

Fig. 2.28 - Superfície de fratura do veio de manivelas do primeiro caso, adaptado de (F. Jiménez Espadafor, 2009)

Fig. 2.29 - Zona de falha do veio de manivelas do segundo caso, adaptado de (M. Fonte B. L., 2013)

Fig. 2.30 - Superfície de fratura do primeiro veio do terceiro caso, adaptado de (A. Ktari, 2011)

Fig. 2.31 - Superfície de fratura do segundo veio de manivelas do terceiro caso, adaptado de (A. Ktari, 2011)

Fig. 2.32 - Zona de falha do terceiro veio de manivelas do terceiro caso, adaptado de (A. Ktari, 2011)

Fig. 2.33 - Falha do quarto caso, a) vista geral da falha, b) superfície da falha, c) Pormenor da origem da falha, d) Pormenor das três falhas paralelas na zona de iniciação (M. Fonte M. d., 2008)

Fig. 3.1 - Curva de Tensão-Extensão típica de um metal, adaptado de (Donald, 2011)

Fig. 3.2 - Diagrama do processo de aplicação do método dos elementos finitos, adaptado de (Donald, 2011)

Fig. 3.3 - Tipos de elementos em malhas, adaptado de (Donald, 2011)

Fig. 3.4 - Gráfico de relação do número de elementos na malha com o rigor dos resultados, adaptado de (Donald, 2011)

Fig. 4.1 - Veio de manivelas com representação dos moentes: A) moente de apoio; B) moente de manivela.

Fig. 4.2 - Caixa Redutora, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)

Fig. 5.1 - Tratamento do material nos moentes de apoio, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

Fig. 5.2 - Veio de manivelas com numeração dos moentes de manivela e eixo de simetria em relação a estes

Fig. 5.3 - Intervalo entre moentes de manivela

Fig. 5.4 - Vários inícios de ignição consoante ângulo de rotação do veio

Fig. 5.5 - Ciclo Misto com variação de r_c para o sobrealimentador B2 (Neto, 2012)

Fig. 5.6 - Ciclo Misto com variação de r_c para os sobrealimentadores B2 e A1 (Neto, 2012)

Fig. 5.7 - Ciclo Misto com variação de r_c para os sobrealimentadores B2, A1 e B1 (Neto, 2012)

Fig. 5.8 - Método de elementos finitos: A – condições de fronteira e moentes de apoio; B – forças aplicadas no veio; C – malha de elementos utilizada

Fig. 5.9 - Direção de aplicação das forças dos êmbolos consoante a rotação do veio de manivelas; A – banca de cilindros A; B – banca de cilindros B

Fig. 5.10 - Curva S-S do material utilizado

Fig. 5.11 - Pontos de recolha dos valores das análises

Fig. 5.12 - Variação dos valores de tensões equivalentes no moente apoio 7

Fig. 5.13 - Variação dos valores de tensões equivalentes no moente apoio 6

Fig. 5.14 - Análise modal do veio

Fig. 5.15 – Gráfico da profundidade da fenda em função do número de ciclos

Fig. 5.16 - Curva S-S alterada

Fig. 6.1 - Locais de recolha dos valores presentes na tabela 5.1.

Fig. 6.2 - Locais de recolha dos valores presentes na tabela 5.2

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Características dos motores e zona de falha

Tabela 2.2 – Características da falha para cada caso

Tabela 4.1 – Enumeração dos casos de avarias ocorridos nas fragatas, adaptado de (Borges & Antunes, 2009)

Tabela 5.1 – Características do material, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

Tabela 5.2 – Composição química do material em %, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

Tabela 5.3 – Tempos de combustão

Tabela 5.4 – Valores de força e pressão para cada tempo do ciclo do motor com B2 ativo

Tabela 5.5 - Valores de força e pressão para cada tempo do ciclo do motor com B2 e A1 ativos

Tabela 5.6 - Valores de força e pressão para cada tempo do ciclo do motor com B2, A1 e B1 ativos

Tabela 5.7 – Valores da análise C4 e A6, respetivamente

Tabela 5.8 – Modos e frequências de vibração

Tabela 5.9 – N° de ciclos até à falha

Tabela 6.1 – Valores obtidos da análise da primeira alteração e comparação com original

Tabela 6.2 - Valores obtidos da análise da segunda alteração e comparação com original

Lista de símbolos

σ_m : Valor médio da tensão

σ_a : Amplitude de tensão

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Valor de tensão máximo

σ_{min} : Valor de tensão mínimo

σ_{fo} : Tensão limite de fadiga

σ_R : Tensão de rotura

MPa: Mega pascais

n: Número de ciclos aplicados

N: Número de ciclos que irão causar a rotura para a tensão imposta

C_1 : Fator de correção de carga

C_2 : Quociente entre a tensão limite de fadiga da secção e a tensão limite de fadiga do elemento

C_3 : Quociente entre a tensão limite de fadiga com o acabamento de superfície do material

τ : Tensão de corte devida a torção

σ_{fo}^c : Valor de tensão limite de fadiga corrigido

k_t : Fator de concentração de tensões

a: Diâmetro horizontal

b: Diâmetro vertical

K_t : Fator de concentração de tensões à fadiga

q: Índice de sensibilidade ao entalhe

σ_{ced} : Tensão de cedência do material

CAPÍTULO 1

1. Introdução

1.1. Motivação da Tese

Na atualidade, os motores de combustão interna têm uma grande importância no cotidiano da humanidade, partindo das tarefas mais simples e comuns até chegar ao nível industrial, uma vez que cada vez mais as empresas e/ou particulares têm uma maior necessidade de deslocarem-se de um sítio A para um sítio B, no menor tempo possível e com o menor custo possível, o que representa um grande desafio aos engenheiros. Devido à sua elevada importância, tem existido uma necessidade constante de otimização do seu funcionamento, o que tem despoletado o aumento de utilização e inerente a isso, um crescimento de dependência desta tecnologia. É na indústria dos transportes que tal mais se evidencia devido à necessidade de deslocamento de pessoas e bens. Como tal, existe uma “corrida industrial” para obterem-se os melhores desempenhos e assim existir uma maior procura de uma determinada patente.

Contudo, existem determinadas características que um motor deste género deverá de apresentar, nomeadamente, é necessário ter em conta a relação entre a potência do motor e o conjunto do peso motor e do veículo e respetiva carga, de modo a se obter um veículo que se desloca comodamente sem gastar demasiado combustível, nem ocupar muito espaço físico.

Se se observar de mais perto, facilmente se percebe que um motor de combustão interna funciona devido a uma perfeita relação de trabalho entre os vários órgãos mecânicos que o compõem, cada um deles de uma grande complexidade de engenharia, formando um conjunto com base num conceito de produção de trabalho bastante simples.

Um destes órgãos mecânicos é o veio de manivelas que será a base de estudo desta dissertação de mestrado. O veio de manivelas é uma estrutura vital no desempenho do motor, fazendo a ligação de todos os êmbolos, reunindo todo o trabalho positivo produzido, transmitindo-o para as rodas, hélices ou pás do veículo.

No âmbito da Marinha Portuguesa, este estudo tem um relevado interesse, visto já existirem relatos arquivados de casos de falha do veio de manivelas em uma instalação propulsora principal dos navios, maioritariamente fragatas e algumas corvetas. Deste modo, com casos reais de estudo e um meio de observação bem próximo, como é o caso dos navios, o estudo das falhas nestes veios de manivelas e a avaliação da sua integridade revela-se bastante exequível e inspirador a nível académico e a nível operacional da Marinha.

1.2. Objetivo da Investigação

Nesta dissertação de mestrado, pretende-se transmitir um maior conhecimento acerca do funcionamento dos motores de combustão interna e relatar acerca dos principais componentes mecânicos neles existentes. Simultaneamente, o estudo irá focar-se no veio de manivelas, fazendo um enquadramento deste componente no trabalho de um motor. No estudo pretende-se avaliar a resistência estrutural de um veio de manivelas, recorrendo ao uso da modelação tridimensional do veio de um motor principal de uma fragata da classe “Vasco da Gama” ao qual se aplicará o método de elementos finitos (MEF). Por último, irá analisar-se as falhas ocorridas no veio de manivelas nos navios da Marinha Portuguesa, procurando explicações para a sua ocorrência em alguma pesquisa bibliográfica de casos de falhas mecânicas similares.

1.3. Estrutura da Tese

Esta dissertação está organizada em capítulos e sub-capítulos, sendo que inicialmente se descreve, na parte introdutória, a sua motivação, os objetivos principais desta investigação e se faz uma breve introdução ao sistema propulsor de um navio, explicando, de um modo sintetizado, onde se encontra o veio de manivelas num motor, o seu modo de funcionamento, bem como de alguns componentes mecânicos essenciais ao mesmo.

Seguidamente, apresenta-se a pesquisa bibliográfica realizada no âmbito da investigação, começando pelas análises de falha, onde se relatam os vários conceitos, teorias e métodos de análise da falha, de modo a apresentar uma base científica de investigação. Ainda na pesquisa bibliográfica, aparecem descritos alguns casos onde

ocorreram falhas nos veios de manivelas, tanto em navios mercantes, como em instalações em terra.

Os casos de falha na Marinha Portuguesa aparecem após a pesquisa bibliográfica, onde é feita uma descrição da deteção da anomalia e seguidamente a análise da falha e ações tomadas.

Passada a parte da informação adquirida e do enquadramento no ambiente de estudo, processa-se a descrição da modelação do veio de manivelas de um motor principal de uma das fragatas da classe “Vasco da Gama” e o estudo de forças, tensões e deformações induzidas durante o seu funcionamento normal.

A finalizar, apresenta-se uma discussão de resultados obtidos durante a investigação e as principais conclusões de todo o trabalho realizado, onde existe espaço para referência a trabalhos futuros possíveis de serem realizados a partir dos estudos que foram desenvolvidos na presente dissertação. O corpo de texto desta dissertação apresenta um total de 103 páginas.

1.4. Introdução ao sistema propulsor de um navio.

Para iniciar-se a abordagem à temática deste trabalho, é de relevante importância fazer uma pequena introdução acerca do ambiente de trabalho que se encontra em análise, i.e. aos motores alternativos de combustão interna de ciclo Diesel.

Estes motores também são designados de máquinas térmicas, pois convertem a energia proveniente da combustão do combustível dentro das câmaras, na forma de trabalho (movimento do êmbolo devido às forças que aí se encontram em jogo) e de calor, que em pouco contribui para o desempenho do motor, i.e. é uma forma de perda de rendimento do motor. Contudo, devido ao avanço da ciência e da tecnologia, já começa a ser possível aproveitar uma percentagem desta energia térmica, facto que irá ser descrito pormenorizadamente mais à frente.

1.4.1. Componentes de um motor de combustão interna.

Seguidamente irá ser feita uma pequena explicação de cada componente de um motor de combustão interna, revelando a sua importância no funcionamento do conjunto e

alguma nomenclatura. Na figura 1.1 é apresentada uma vista generalizada de um motor de combustão interna padrão, com os componentes base que irão ser realçados neste capítulo. É de salientar que o que se pretende aqui realçar são apenas os aspetos gerais de um motor, focando-se apenas nos componentes base, não esquecendo que é o veio de manivelas o elemento principal de estudo deste trabalho.

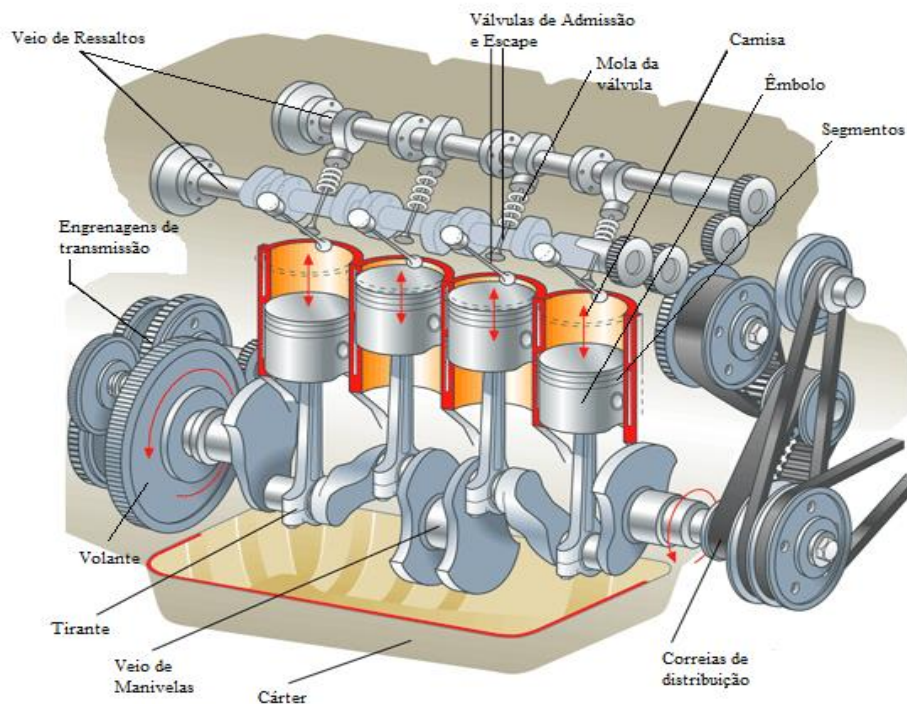


Figura 1.1 – Vista simplificada de motor de combustão interna, adaptado de (Taringa!, 2015)

Em relação à organização do motor presente na figura 1.1 e 1.2, é fácil observar que existem 4 êmbolos, estando todos distribuídos no mesmo plano, paralelos uns aos outros, sendo designados de motores em linha. Outro pormenor importante é o número de válvulas de admissão e evacuação (escape) por êmbolo. Neste caso apenas existem 2 por êmbolo, i.e. uma de admissão e outra de escape, sendo um total de 8 válvulas. Em motores de maiores dimensões a Diesel, existem 4 válvulas para um só êmbolo, 2 de admissão e 2 de escape.

Veio de ressaltos:

O veio de ressaltos é o responsável pela abertura e fecho das válvulas de admissão e evacuação. Na figura 1.1 é possível observar a localização do veio, junto às válvulas, e o

seu movimento é transmitido pelo veio de manivelas com a ajuda de um conjunto de correias/correntes de distribuição.

Válvulas:

As válvulas, tal como representadas na figura 1.1 e na figura 1.2, funcionam como tampas que abrem e fecham o caminho aos gases para fora e dentro da câmara de combustão. Deste modo, existem dois tipos de válvulas, consoante a sua função: admissão e evacuação. As válvulas de admissão permitem apenas a entrada de ar e/ou combustível para dentro da câmara de combustão. Por outro lado, a válvula de evacuação apenas permite a expulsão dos gases aí presentes após a combustão.

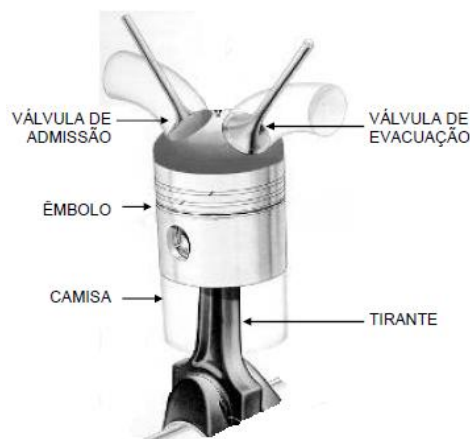


Figura 1.2 – Imagem ilustrativa da posição das válvulas no cilindro, adaptado de (Silva, 2007)

Camisas:

As camisas, representadas na figura 1.1 e na figura 1.2, funcionam como recetáculo dos êmbolos que se movimentam linearmente no seu interior. Em motores marítimos, as camisas são invólucros que podem ser removidos quando apresentam já algum desgaste proveniente do funcionamento contínuo do motor. Contudo, existe uma pequena folga entre as camisas e o bloco do motor para permitir a passagem do líquido de arrefecimento (água destilada) com o fim de arrefecê-las e lubrificá-las, garantido deste modo um tempo útil de vida mais prolongado.

Êmbolos:

São componentes responsáveis pela realização dos 4 tempos de um motor (num motor que funcione a 4 tempos) através do seu movimento linear. É a sua parte superior, a coroa (figura 1.3), que irá receber toda a força da explosão proveniente da queima do combustível dentro do cilindro. Desta forma, o êmbolo transforma a energia química em energia mecânica, traduzida no seu movimento linear. No que diz respeito à sua constituição, entre a coroa e a saia (parte inferior do êmbolo), existe o perno do êmbolo, onde se irá fixar o tirante, e os aros/segmentos (figura 1.3).

Os aros/segmentos presentes no êmbolo possuem 2 funções: asseguram a vedação entre este e a camisa, impedindo a passagem de gases resultantes da combustão para o interior do motor, e garantem a lubrificação na parte interna do êmbolo, bem como remover o excesso que poderá ficar incrustado nas paredes da camisa.



Figura 1.3 – Êmbolo e Tirante (Silva, 2007)

Tirante:

O tirante é um órgão mecânico que estabelece a ligação entre o êmbolo e o veio de manivelas. A ligação deste ao êmbolo é feita no pé do tirante (figura 1.3 e figura 1.4) por meio de uma cavilha e, por sua vez, a sua ligação ao veio de manivelas é feita na cabeça do tirante, abraçando-o nos moentes de manivelas. De modo a reduzir o atrito e, por consequência, o desgaste prematuro tanto do tirante, como do veio de manivelas, alojam-se bronzes ou capas na cabeça do tirante (Figura 1.4), fabricados em ligas de metais não ferrosos (Silva, 2007).

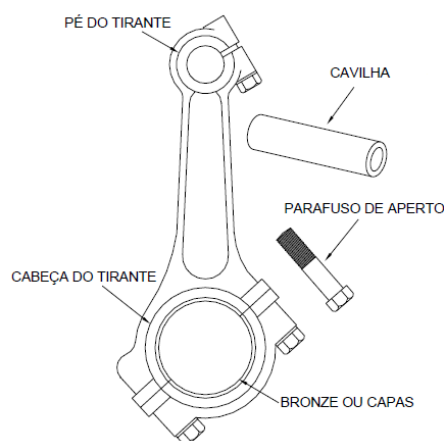


Figura 1.4 – Constituição do Tirante, adaptado de (Silva, 2007)

Veio de manivelas:

A principal função do veio de manivelas, juntamente com o tirante, é converter o movimento linear dos êmbolos em movimento rotacional transmitido ao veio. Os moentes de apoio (Figura 1.5) são o suporte do veio de manivelas, i.e., são os pontos onde irá estar apoiado no bloco do motor. É nos moentes de manivela que irão estar aplicados os tirantes (Silva, 2007), visto ser uma zona do veio localizada excentricamente em relação ao centro de rotação do mesmo, proporcionando a criação de um momento rotacional, promovendo deste modo a rotação. Contudo, devido a estas excentricidades, o veio fica desequilibrado nestes pontos, sendo então necessário a colocação de contrapesos em localização oposta. A ligação do veio de manivelas ao volante (Figura 1.1) é feita através de flange (Figura 1.5), tendo o volante como objetivo promover a inércia rotacional no motor.

É ainda de salientar na Figura 1.5, o diagrama dos canais de lubrificação que percorrem interiormente o veio de manivelas, com o intuito de lubrificar e arrefecer, principalmente, os moentes de manivelas e os moentes de apoio.

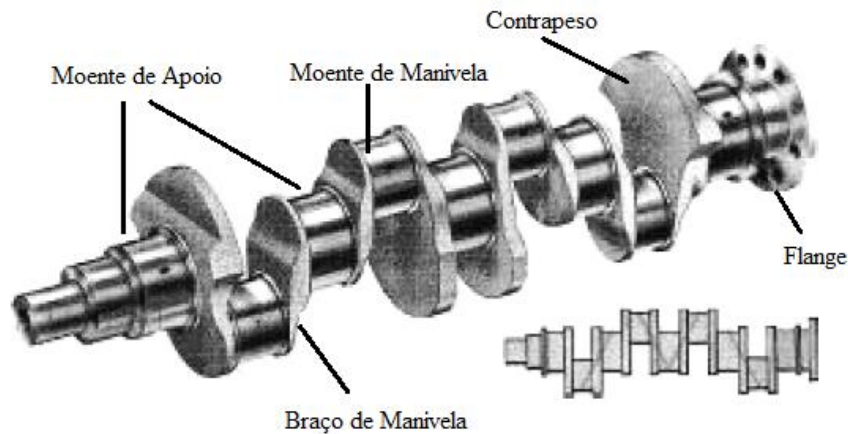


Figura 1.5 – Veio de Manivelas e o seu esquema de lubrificação (Silva, 2007)

1.4.2. Funcionamento dos motores marítimos

Em geral, os motores de combustão interna utilizados pelos navios são, maioritariamente, movidos a Diesel. Isto porque este tipo de motores tem uma taxa de compressão bastante superior à dos motores de explosão (motores a gasolina), garantindo assim um maior binário a baixas rotações, ideal para “vencer” a inércia provocada pelo elevado deslocamento dos navios.

Estes motores têm um ciclo de funcionamento teórico, no qual o consumo do combustível é feito a pressão constante. Nos motores a gasolina, para se dar a combustão é necessário existir uma faísca, que, no caso dos motores a gasóleo, dá-se através da subida da pressão na câmara de combustão e que, devido às altas temperaturas, entra em deflagração.

Os motores marítimos Diesel, na sua constituição, diferem de um motor automóvel em alguns aspetos, nomeadamente: estes motores (marítimos), em norma, possuem um maior número de cilindros e estão dispostos de diferentes maneiras. No caso do motor que irá ser estudado, está-se a falar de um motor marítimo, composto por 12 cilindros, distribuídos em “V” num bloco, tal como se apresenta na figura 1.6, onde é também possível observar as duas bancas do motor, compostas por 6 cilindros cada, representadas na figura 1.6 pelas letras A e B.

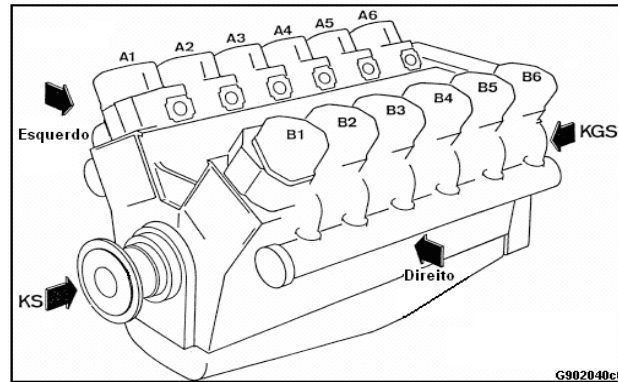


Figura 1.6 – Representação de um motor marítimo Diesel (MTU Friedrichshafen, 1993)

Na figura 1.7 encontra-se representado o exemplo de uma instalação propulsora principal de um navio, podendo-se observar o motor Diesel, que transmite todo o seu trabalho útil para um veio que se encontra acoplado a uma caixa de embraiagens, caso o navio apresente mais do que um tipo de propulsão (exemplo de turbinas ou motores elétricos). Ao longo desse veio existem vários apoios, as chumaceiras e, por fim, o hélice do navio.

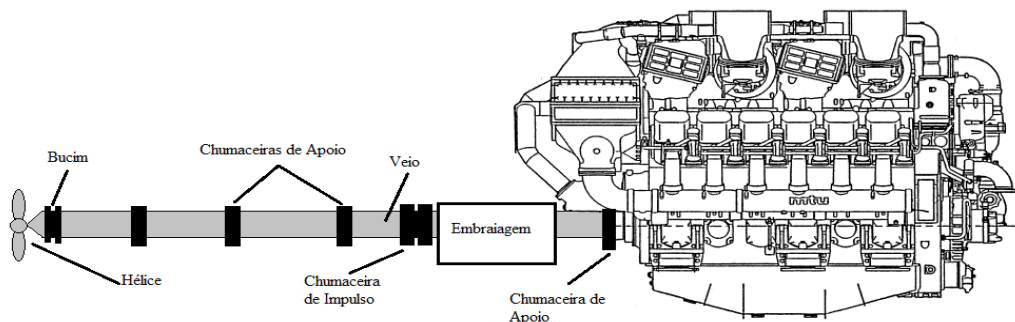


Figura 1.7 – Representação de uma instalação propulsora principal de um navio, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)

Devido às suas grandes dimensões e às forças envolvidas no seu processo de funcionamento normal, e de modo a garantir uma maior “performance” da instalação propulsora, foram inseridos mais elementos. Um exemplo disso é o amortecedor de vibrações e o turbocompressor. O amortecedor de vibrações (figura 1.8) é um órgão ligado rigidamente ao veio de manivelas, no exterior do bloco. O amortecedor é constituído por conjuntos de molas, que irão atuar no movimento do veio, amortecendo as vibrações torsionais. Como os elementos entram em atrito, é necessário um constante fluxo de lubrificação para garantir a minimização do desgaste e dissipar a energia sob a

forma de calor, produzido pelo movimento das molas no processo de amortecimento de vibrações, o que garante um efeito de amortecimento acrescido (MTU Friedrichshafen, 1993).

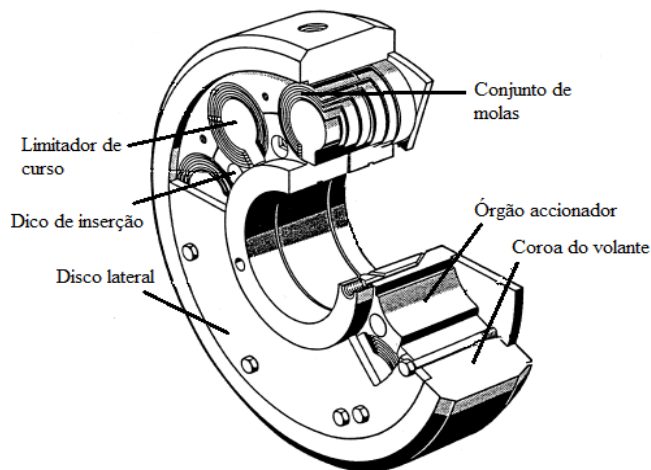


Figura 1.8 – Representação de um amortecedor de vibrações, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)

Para ajudar a mistura ar-combustível a atingir a pressão necessária dentro da câmara de combustão, existem equipamentos auxiliares que facilitam esse trabalho. Os gases de evacuação, antes de serem completamente libertados na atmosfera, passam por um turbocompressor. Na figura 1.9 está exemplificado o funcionamento deste equipamento, onde os gases de escape/evacuação entram na turbina, aproveitando a energia cinética destes gases para criar o movimento do compressor, que se encontra na zona de admissão de ar para a câmara de combustão. Este compressor irá então comprimir o ar, aumentando a massa específica do ar de admissão (Silva, 2007). Para aumentar a eficácia deste método, o ar depois de comprimido passa por um arrefecedor de ar (*intercooler*) para assim, através do abaixamento de temperatura, permitir aumentar ainda mais a massa específica de ar dentro da câmara (Silva, 2007).

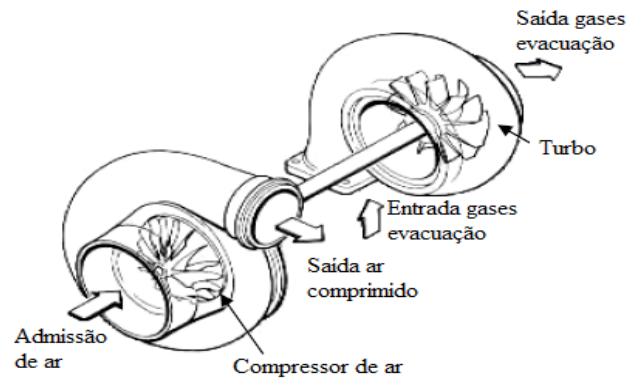


Figura 1.9 – Esquema de um Turbocompressor, adaptado de (Silva, 2007)

Outro aspeto importante é o arrefecimento do motor. Este é feito através da circulação de água por canais e mangas existentes no bloco do motor, em zonas adjacentes às câmaras de combustão, p.e., mas não diretamente, i.e., a água irá arrefecer por transferência de calor o óleo de lubrificação que circula por todos os componentes do motor, arrefecendo-o. Isto porque como já foi mencionado, o calor é um produto proveniente da combustão que não é aproveitado para o trabalho deste, havendo esta necessidade de arrefecer o motor, de modo a não aumentar a sua temperatura interior e comprometer a fiabilidade dos componentes.

CAPÍTULO 2

2. Pesquisa Bibliográfica

Neste capítulo consta toda a aquisição de conhecimento coligida para a realização do estudo que se pretende realizar, nomeadamente através da pesquisa bibliográfica que foi feita. Inicialmente faz-se uma abordagem à teoria da ocorrência de falha por fadiga e à concentração de tensões no processo deste. No final do capítulo é apresentada uma síntese de casos estudados e algumas conclusões daí retiradas.

2.1. Mecânica da Fratura Linear Elástica e Propagação de Fendas por Fadiga

O estudo de casos de falha é essencial para entender o que levou à ocorrência da falha e, deste modo, aplicar os conhecimentos aprendidos na conceção de futuros equipamentos. No caso dos veios de manivelas, a realidade é igual, logo é de elevada importância abordar-se esta temática.

Em primeiro lugar, sabe-se que 80 a 90% das falhas ocorridas em serviço, em equipamentos a trabalhar na Europa e nos Estados Unidos da América, dá-se por fadiga. Este fenómeno refere-se à rotura progressiva de materiais sujeitos a ciclos de tensões, ou deformações, repetidos (C. Moura Branco, 1986). Este fenómeno está dividido em três fases sucessivas: nucleação ou iniciação da fissura de fadiga, propagação da fissura, e rotura final (C. Moura Branco, 1986).

A iniciação da fissura ocorre geralmente à superfície do objeto devido à maior concentração das tensões nessa zona. Esta tendência é reforçada devido à organização microscópica da matéria, uma vez que os cristais/grãos do material da superfície apresentam menos apoio (ligações nas suas vizinhanças) entre eles do que os presentes no interior, bem como uma maior vulnerabilidade aos efeitos nefastos do meio ambiente (C. Moura Branco, 1986).

Na propagação de uma fissura de fadiga não sujeita a alta temperatura nem a corrosão, é geralmente possível observar três fases (figura 2.1). A fase I consiste num crescimento da fenda a 45° relativamente à direção da solicação (C. Moura Branco, 1986). Já na fase II, a propagação dá-se perpendicularmente à direção da solicação, predominando do valor da tensão normal, sendo que a velocidade de propagação nesta fase depende da amplitude do fator de intensidade de tensão. Quando for atingido um valor crítico do comprimento da fenda, dá-se a rotura instável final (C. Moura Branco, 1986).

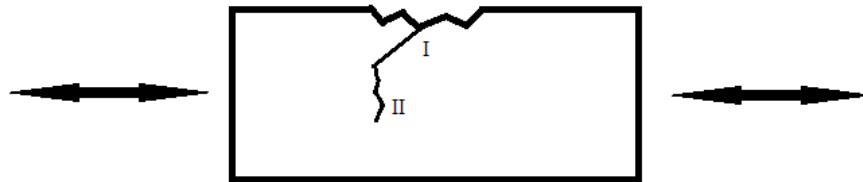


Figura 2.1 - Representação esquemática das fases I e II de uma fenda de fadiga.

2.1.1. Tensões de Fadiga

Existem vários tipos de carregamentos que promovem a ocorrência de fadiga no material. Consoante o valor médio da tensão, σ_m , é possível designar as solicações de alternada pura ($\sigma_m=0$), alternada ($\sigma_m \neq 0$), repetida ($\sigma_m > 0$ e $\sigma_{\min}=0$) ou ondulada (C. Moura Branco, 1986). Na figura 2.2, encontram-se representadas solicações, com amplitude constante, para os diferentes tipos de tensões, onde se comprova a variação de σ_m de acordo com o tipo de solicação.

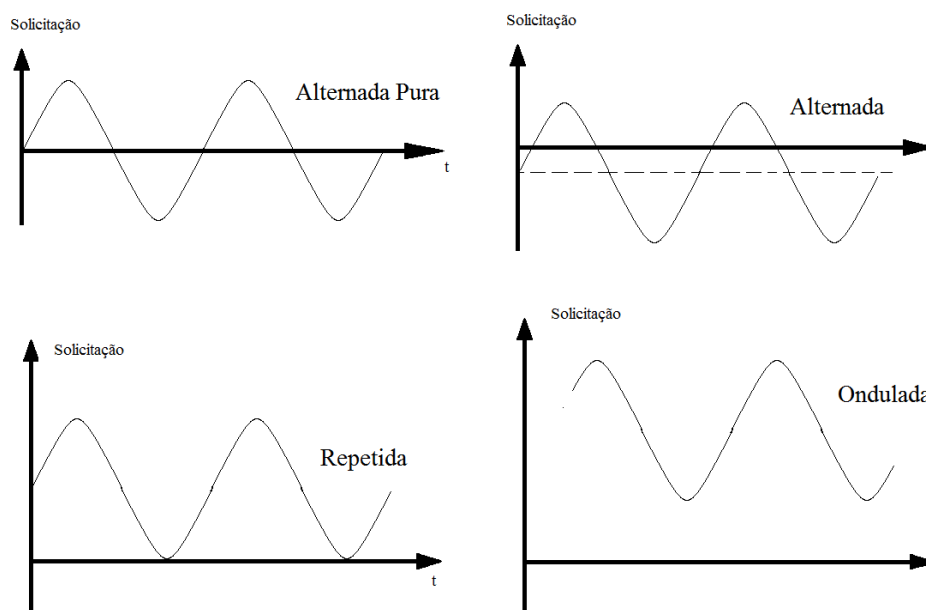


Figura 2.2 – Representação das solicitações de fadiga, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

As equações utilizadas para o cálculo da tensão média (σ_m) e da amplitude de tensão (σ_a) são, respetivamente:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})}{2}$$

Eq. (2.1)

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2}$$

Eq. (2.2)

Contudo poderão existir carregamentos com amplitude de tensão variável e aleatória (figura 2.3). Estas solicitações são mais próximas da realidade de funcionamento de um motor, devido à variação dos regimes de rotação do motor e às respetivas cargas dinâmicas internas, bem como outros fatores externos, nomeadamente, ao movimento tridimensional do navio, ao *slamming* com respetivo *whipping* estrutural, que sobrepõe algumas tensões de frequência e amplitude variadas, entre outros. De modo a simplificar a análise destes casos, opta-se por agrupar as solicitações semelhantes em blocos de carregamentos de amplitude de tensão constante (através da aplicação, p.e., do Método de *Rainflow*), como se encontra exemplificado na figura 2.3. Deste modo, torna-se mais fácil a análise deste tipo de solicitações, onde se procura identificar a carga que se encontra presente durante o maior intervalo de tempo.

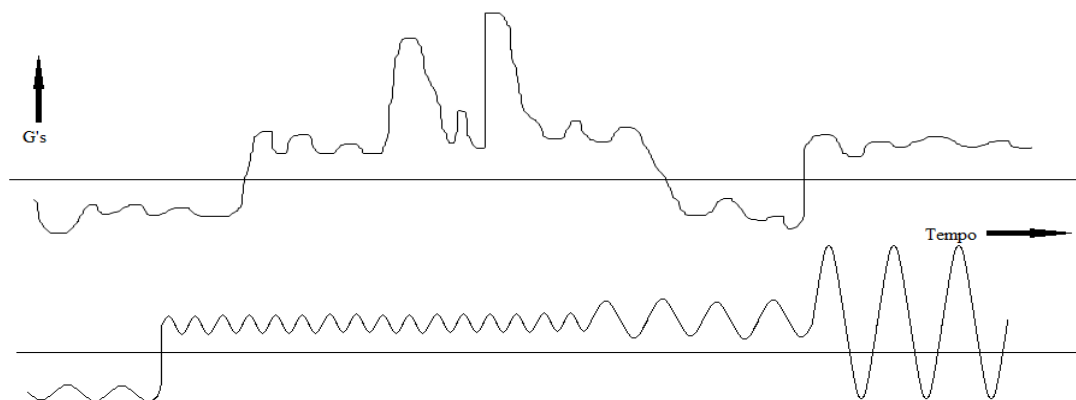


Figura 2.3 – Representação de um espectro real (em cima), e simplificado, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

No caso em estudo, o veio de manivelas é fabricado em aço forjado, ou seja, o veio é construído por inteiro. Como tal, não existe a preocupação de existirem pontos frágeis nas zonas das soldaduras, podendo ser tratada como uma peça única.

A nível de análise à fadiga, os materiais podem possuir um valor limite de amplitude de tensão, σ_a , que corresponderá à vida infinita do elemento. Esta tensão é designada de tensão limite de fadiga σ_{fo} (C. Moura Branco, 1986). Como estas tensões são de relevante importância para o dimensionamento dos componentes, com o fim de prever o tempo de vida útil dos mesmos, criou-se uma relação empírica entre eles. Para aços sujeitos a flexão e com uma tensão de rotura $\sigma_R < 1400$ MPa assume-se $\sigma_{fo} \cong 0,5\sigma_R$; para valores de $\sigma_R > 1400$ MPa, supõem-se, aproximadamente, $\sigma_{fo} = 700$ MPa (C. Moura Branco, 1986). Assim é possível observar a existência de uma relação quase linear. Contudo, se os componentes estiverem sujeitos a tracção uniaxial, ou a torção ou a um estado multiaxial de tensões, então a relação empírica enunciada anteriormente deixa de ser válida, sendo necessário fazer uma actualização do valor da tensão limite de fadiga do material.

Abordando agora o número de ciclos do componente sujeito a uma solicitação, cujo valor deverá ser inferior ao necessário para atingir a rotura (figura 2.4), é possível observar uma contínua degradação da sua resistência ao longo dos ciclos. Para a sua avaliação, recorre-se à regra simplificada e linear de Miner (com as inerentes limitações), onde o processo de dano é expresso através do somatório de quocientes entre o número de ciclos aplicados (n) e o número de ciclos que irão causar a rotura para a tensão imposta (N_0), ocorrendo a rotura de fadiga quando o somatório de todas as aplicações do desgaste é igual à unidade (C. Moura Branco, 1986). A equação que resume a Regra de Miner é:

$$\sum_i \left(\frac{n}{N_o} \right)_i = 1$$

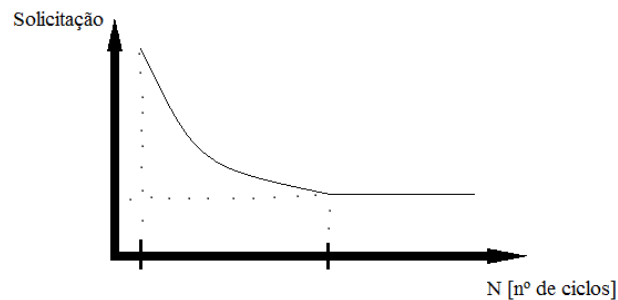


Figura 2.4 – Curva S-N de um aço

2.1.2. Correções da Tensão Limite de Fadiga

Para além das variações de carga em si, um veio de manivelas possui distintos acabamentos de superfície e irregularidades na sua estrutura que irão alterar significativamente o efeito das cargas impostas, bem como os valores limites de fadiga e de fractura. Como tal, terá que se proceder à correção destes valores consoante o tipo de carga, as dimensões do elemento, o acabamento superficial, entre outras.

No que se refere ao tipo de carga, existem três tipos consoante a aplicação: axial, flexão e torção. Está constatado que o valor de tensão limite de fadiga axial é significativamente menor do que o valor determinado no caso das tensões por flexão, daí implementar-se um fator de correção tendo em conta este efeito, $C_1 = 0,85$ para o carregamento axial e $C_1 = 1$ para o carregamento por flexão (C. Moura Branco, 1986). Este fato deve-se a não existir na seção uma variação linear de tensões, o que provoca com que todo o material deste componente nesta seção esteja sobre valores de tensão máximas do ciclo. No caso da torção, o fator de correção é aproximadamente 0,58 da tensão limite em flexão rotativa, ou seja, $\tau \cong 0,58\sigma$ (C. Moura Branco, 1986).

No que toca ao efeito do tamanho do componente, é mais evidente o seu efeito em solicitações de flexão e torção, onde os seus valores decrescem conforme o aumento da seção de estudo. É então designado de C_2 o quociente entre a tensão limite de fadiga da seção em análise, e a tensão limite de fadiga do elemento. Constata-se que o efeito do

tamanho esteja associado ao gradiente de tensões presentes nestes casos, i.e. o aumento da secção de estudo fará reduzir o efeito benéfico da variação de tensões.

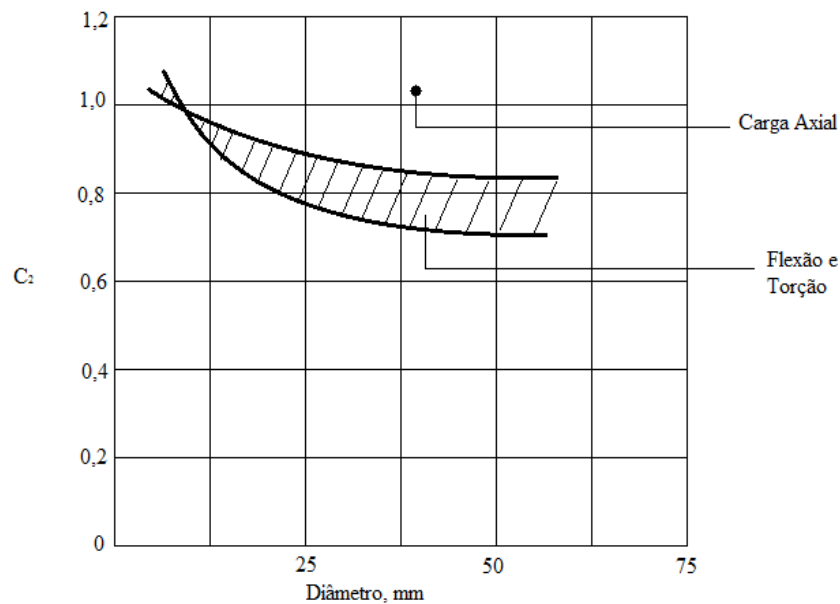


Figura 2.5 – Efeito do Diâmetro, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

Na figura 2.5, C_2 corresponderá ao factor de correcção a aplicar à tensão limite de fadiga devido ao efeito da dimensão dos provetes de aço usados em laboratório vs. usados em aplicações reais, destacando-se que as cargas de flexão e torção se encontram na região para a qual os valores de C_2 são influenciados pelo diâmetro do provete.

Outro aspeto que afeta a resistência à fadiga é o acabamento superficial do material, afetando o mesmo em três modos: introduzindo uma concentração de tensões resultantes da rugosidade da superfície, alterando as propriedades físicas da camada superficial, e terceiro, introduzindo tensões residuais que, no caso de serem de tração, diminuem a resistência à fadiga. Para estes casos, o fator de correção será C_3 , que corresponde ao quociente entre a tensão limite de fadiga com o acabamento de superfície identificado no material do componente, e o valor no caso de provetes polidos (C. Moura Branco, 1986). Na figura 2.6 apresentam-se os valores obtidos em aços para cada tipo de acabamento superficial. No caso dos veios de manivelas, poderão coexistir acabamentos de superfície decorrentes de forjamento, maquinagem, polimento, etc.

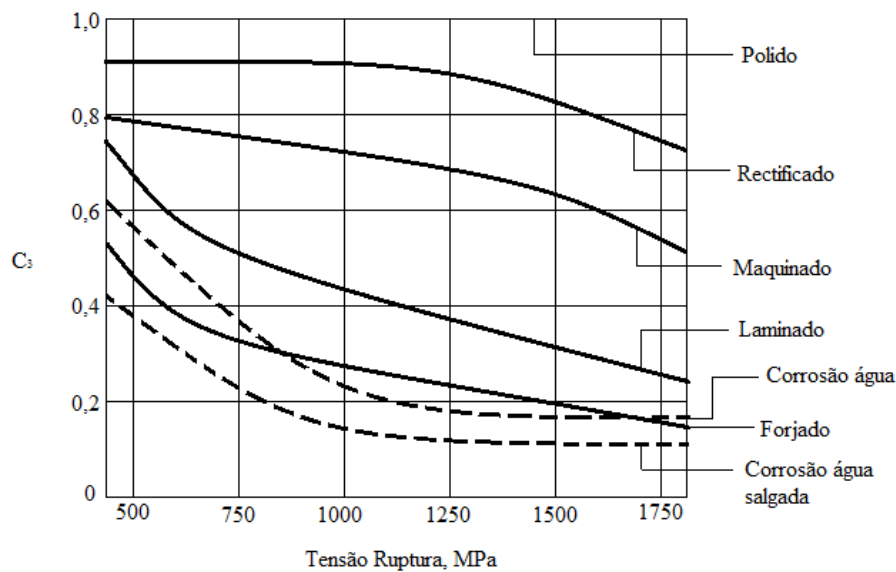


Figura 2.6 – Efeito do acabamento superficial, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

Outras correções, tais como, considerações estáticas, defeitos internos, condições de serviço a temperatura baixa ou elevada, corrosão, e anisotropia podem requerer alguma atenção na avaliação dos valores da tensão limite de fadiga (C. Moura Branco, 1986). Por fim, o valor corrigido será:

$$\sigma_{fo}^c = \sigma_{fo} C_1 C_2 C_3 C_4$$

Eq. (2.3)

2.1.3. Concentração de Tensões

Como já foi referido, a maioria das peças possui descontinuidades geométricas, nomeadamente entalhes, furos e roscas. Nestas zonas existe um aumento do valor das tensões, designado por concentração de tensões. Este fator será designado por k_t , e deverá multiplicar as tensões nominais obtidas através de expressões elementares da Resistência de Materiais, para os casos de flexão, torção e tração, ou através de meios numéricos, de modo a determinarem-se as tensões locais máximas. Deste modo entra-se em conta com a geometria da peça para os modos de aplicação de carga, tendo em conta um material homogéneo, isotrópico e elástico (C. Moura Branco, 1986).

Em (C. Moura Branco, 1986), compara-se o efeito das concentrações de tensões ao escoamento de um fluido, onde as linhas de atuação da força encontram-se

uniformemente distribuídas pelo material enquanto não encontrar um obstáculo, por exemplo um entalhe, mas concentrando-se junto à superfície na zona do entalhe, como é possível observar na figura 2.7.

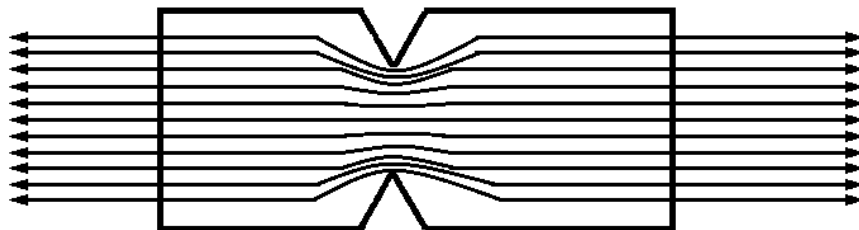


Figura 2.7 – Representação das linhas de força num provete à tração, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

Pela Teoria da Elasticidade, a análise de furações é um caso a ter-se bastante em conta. Aqui, o valor de K_t é calculado pela seguinte expressão:

$$K_t = 1 + 2 \frac{d}{b}$$

Eq. (2.4)

Os valores de (d) e (b) são referentes ao diâmetro horizontal e vertical, respetivamente, de um furo. Para fendas perpendiculares à carga atua-se de modo a fazer-se furos nas extremidades das fendas, permitindo o bloqueio, temporário ou definitivo, da propagação da fenda (C. Moura Branco, 1986).

Outro aspeto importante é o facto de o fator de concentração de tensões ser diferente para cada tipo de carregamento (Figura 2.8). Estes fatores apenas podem ser aplicados à tensão nominal com base na secção usada na análise, devido ao facto de este fenómeno apenas se presenciar nestas condições bastante pontuais. No caso de combinação de cargas é preciso ter uma análise mais cuidadosa. Inicialmente separam-se as cargas e multiplica-se cada uma pelo seu fator, como por exemplo, o caso da combinação das solicitações de flexão com as de torção (C. Moura Branco, 1986).

Para reduzir-se a probabilidade de fratura por fadiga, é necessário reduzir k_t , utilizando raios de concordância tão grandes quanto possível, de modo a suavizar os contornos das linhas de força das solicitações, o que implicará uma dispersão das forças que, ao invés de se concentrarem num ponto, irão espalhar-se ao longo do material, reduzindo deste modo a propagação da falha. Na figura 2.8 apresenta-se um gráfico onde

é possível observar a resposta de uma peça com entalhe aos três tipos de solicitações, relacionando K_t com a relação entre o raio do entalhe e o diâmetro da menor secção.

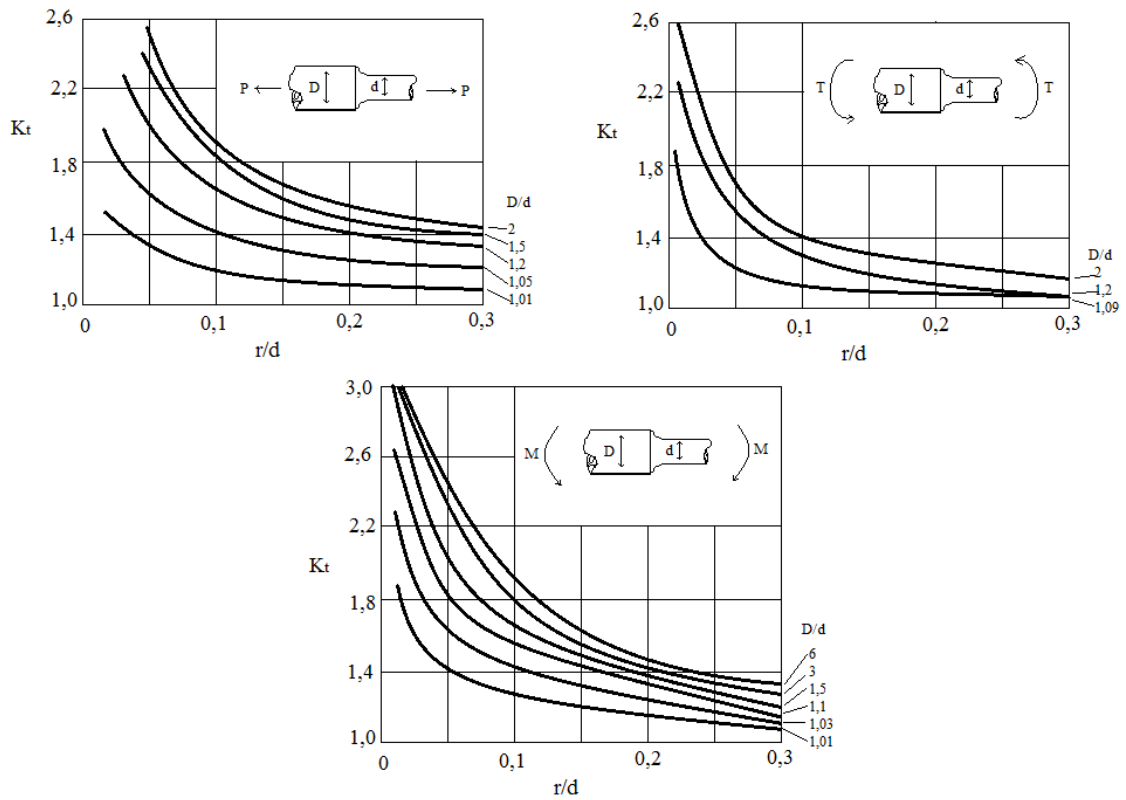


Figura 2.8 – Efeito do entalhe em peças solicitadas à tração, torção e flexão, respectivamente, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

O efeito da concentração de tensões é muito atenuado em materiais dúcteis, para cargas puramente estáticas. Isto porque estes materiais permitem a plastificação do material localizado na vizinhança do entalhe, originando um reajustamento da distribuição de tensões em toda a peça. Em termos práticos, o valor da concentração de tensões pode ser medido através da comparação entre um material com entalhe, e outro sem entalhe, tanto em carregamentos cíclicos, como estáticos. É de prever-se que, no caso dos materiais dúcteis, este quociente seja muito próximo de 1. Contudo, em solicitações de fadiga a resposta é diferente, pois o valor do fator de concentração de tensões de fadiga (Eq.2.5), K_f , é muito próximo de K_t (C. Moura Branco, 1986).

Como já foi referido, num entalhe as linhas de força aproximam-se umas das outras promovendo a concentração de tensões, num elemento sujeito à fadiga, causando uma diminuição de resistência do material. Devido à diferente resposta dos diferentes materiais, Peterson (C. Moura Branco, 1986) apresentou o conceito de índice de

sensibilidade ao entalhe, q , apresentando uma completa insensibilidade ou sensibilidade total ao entalhe, variando entre 0 e 1.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Eq. (2.5)

2.1.4. Tensões de Fadiga Alternadas

Se a solicitação for estática, a amplitude de tensão, σ_a , vem igual a zero e o valor da tensão média deverá de ser menor que a tensão de cedência ou a de rotura, dependendo do critério de dimensionamento utilizado. Para o caso do valor médio da tensão apresentar o valor de zero, então está-se perante uma solicitação alternada pura, onde σ_a não poderá exceder a tensão limite de fadiga. Através do critério de Goodman, e para impedir a ocorrência de deformação plástica, é necessário cumprir com a seguinte igualdade, Eq. 2.6 (C. Moura Branco, 1986):

$$\sigma_m + \sigma_a \leq \sigma_{ced}$$

Eq. (2.6)

Assim, todas as tensões abaixo deste limite, não presenciam deformação plástica. Nos casos em que a tensão média assuma valores negativos, a resistência à fadiga aumenta substancialmente, como é possível de observar na figura 2.9.

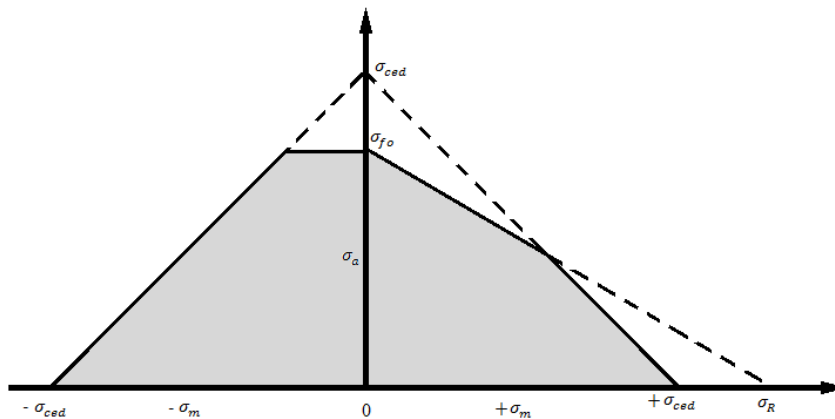


Figura 2.9 – Diagrama de cargas axiais e de flexão em materiais dúcteis, adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

Em termos teóricos, as equações que fundamentam a teoria de dimensionamento de veios à fadiga, utilizam o critério de Goodman, ou o critério de Gerber ou o critério de Soderberg. Para o caso da parábola de *Gerber*, aplica-se a equação 2.7:

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)^2 \right)$$

Eq. (2.7)

Para a reta de Goodman (Eq. 2.8), com o mesmo intuito da parábola de *Gerber*:

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right)$$

Eq. (2.8)

Ainda no critério de Goodman, de modo a ter em consideração a deformação plástica (figura 2.9) utiliza-se a equação 2.9:

$$\begin{cases} \sigma_a = \sigma_{fo} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_R} \right) \\ \sigma_m + \sigma_a = \sigma_{ced} \end{cases}$$

Eq. (2.9)

Para o caso de *Soderberg*:

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right)$$

Eq. (2.10)

Em materiais dúcteis solicitados estaticamente, o fator de concentração de tensões tem pouca importância, pois q assume um valor muito próximo de zero, mas no que toca à fadiga, onde q assume valores próximos de 1, estas considerações justificam a aplicação do fator apenas à componente σ_a . Pelo critério de *Soderberg*, os materiais dúcteis decompõem a solicitação, em uma solicitação estática σ_m que se sobrepõe a uma solicitação cíclica, $K_f \sigma_a$ na equação (C. Moura Branco, 1986):

$$\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{fo}^c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = \frac{1}{N}$$

Eq. (2.11)

Sendo N o coeficiente de segurança ($N > 1$). No caso de materiais frágeis em que se verifique um problema de concentração de tensões em carregamentos estáticos, deve multiplicar-se K_f a σ_m (C. Moura Branco, 1986).

No caso em que a solicitação de fadiga implica a ocorrência de deformação plástica, não será possível reger-se pelas regras referidas. A fadiga em regime de deformação

plástica cíclica é controlada pela deformação plástica. Aqui não entram variáveis de tensões mas sim de deformações (C. Moura Branco, 1986). *Coffin* apresentou uma relação que traduz o número de ciclos que o material irá fazer até ocorrer a rotura (N_f):

$$(N_f)^{1/2} \Delta \varepsilon_p = const.$$

Eq. (2.12)

Uma outra variável que poderá levar à variação das solicitações cíclicas é a temperatura, introduzindo-se deste modo o coeficiente de dilatação térmica, α . (C. Moura Branco, 1986). A equação é a seguinte:

$$\Delta \varepsilon_p = \alpha \Delta T - 2 \frac{\sigma_{ced}}{E}$$

Eq. (2.13)

2.1.5. Propagação das Fissuras de Fadiga

No início do capítulo viu-se que a fractura do material por fadiga passa por três fases, sendo elas: a iniciação, a propagação e a rotura. Depois de analisada a iniciação da falha, irá agora falar-se da sua propagação através do material. Para condições de plasticidade restringida em pequenas extensões (Mecânica da Fractura Linear Elástica – MFLE), o fator de intensidade de tensão, K , caracteriza o estado mecânico na vizinhança da extremidade da fissura, dada pela seguinte expressão (Eq.2.14):

$$K = Y \sigma \sqrt{\pi a}$$

Eq. (2.14)

O valor de “ a ” é uma dimensão característica da fissura (comprimento/profundidade da fenda), σ é a tensão nominal remotamente aplicada e Y é um fator adimensional que depende da geometria e tipo de carregamento. Para uma estrutura fissurada, quando K_I atinge o valor de K_{Ic} (tenacidade à fractura do material), a fissura preexistente propaga-se de forma instável (C. Moura Branco, 1986). A propagação da falha pode dar-se de forma quase instantânea, ou manifestar-se num intervalo de tempo bastante grande.

Em propagações estáveis, subcríticas, as dimensões da fissura aumentam lentamente com o aumento consecutivo do número de ciclos impostos no material. Este tipo de propagações ocorre nas fissuras quando o material é sujeito a um dos seguintes carregamentos: solicitações cíclicas na presença, ou não, de um ambiente corrosivo,

estáticas em ambientes corrosivos, e cíclicas ou estáticas a altas temperaturas, provocando fissuração por fluência (C. Moura Branco, 1986). Assim que é atingido o valor limite do factor de intensidade de tensão, poderá dar-se início a uma propagação instável. Esta condição, conforme referido anteriormente, é satisfeita pela seguinte igualdade:

$$Y\sigma\sqrt{\pi a} = K_{Ic}$$

Eq. (2.15)

Em termos teóricos, a propagação da fissura em processos lentos, pode ser explicada da seguinte maneira. A fissura durante o seu tempo de vida é sujeita a valores de tensão que irão variar entre zero e o seu valor máximo. Quando a sollicitação atinge esse valor, ocorre uma pequena deformação plástica na extremidade da fissura e, quando volta a zero, a fissura fecha, mas não totalmente, acomodando uma pequena deformação plástica irreversível, promovendo a propagação da fissura. Este fenómeno cria, a nível microscópico, marcas na superfície de fratura, designadas de estrias de fadiga (C. Moura Branco, 1986). Em ensaios com provetes para o estudo da propagação, a informação básica do ensaio é a curva “a” versus “N”, dos quais se obtêm os valores de da/dN e os valores da calibração do provete, correspondendo aos valores ΔK , pela expressão:

$$\Delta K = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$$

Eq. (2.16)

Na figura 2.10 apresenta-se a curva do resultado da/dN versus ΔK , apresentando três regiões distintas.

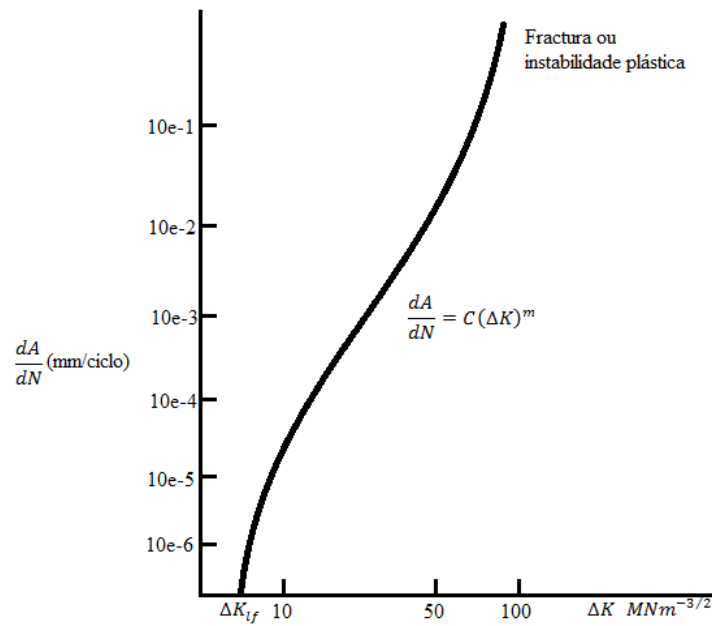


Figura 2.10 – Esboço da curva dA/dN , adaptado de (C. Moura Branco, 1986)

Na primeira região encontram-se valores de velocidades de propagação muito baixos, definindo-se assim um valor de ΔK onde abaixo dele, não há propagação da fissura significativa, sendo representado por ΔK_{lf} .

A segunda região é composta por uma reta que é possível ser traduzida pela seguinte igualdade:

$$\frac{dA}{dN} = C(\Delta K)^m$$

Eq. (2.17)

Por fim, a terceira região corresponde à propagação instável da fissura. Geralmente, as velocidades de propagação da fissura e os valores da frequência da solicitação aumentam em ambientes corrosivos, contudo é o valor médio das tensões impostas que ditam o efeito (C. Moura Branco, 1986). Para o cálculo do número de ciclos até a ocorrência da falha, faz-se a integração da lei de Paris (C. Moura Branco, 1986):

$$\frac{dA}{dN} = C(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^m$$

Eq. (2.18)

Com valores de Y constantes e para $m \neq 2$, chega-se à expressão (Eq.2.19):

$$N = \frac{a_0^{1-\frac{m}{2}} - a_f^{1-\frac{m}{2}}}{C \left(\frac{m}{2} - 1 \right) Y^m \Delta \sigma^m \pi^{m/2}}$$

Eq. (2.19)

Estes cálculos são de considerável importância, pois permitem definir intervalos de tempo entre inspeções de manutenção aos equipamentos, bem como na avaliação do tempo de vida restante do material, de modo a evitar uma falha catastrófica no equipamento, economizando recursos financeiros e humanos na correção da falha.

A morfologia da superfície de fratura por fadiga depende do estado de tensão, da presença de fatores de concentração locais e do meio ambiente, tais como as altas temperaturas ou meios corrosivos para os materiais. Para fazer-se a análise da superfície da fratura, em primeira instância recorre-se aos pormenores que nos saltam à vista desarmada (inspeção visual e macrografia). Deste modo, é possível, p.e., observar que direção de propagação da fenda por fadiga.

Os materiais possuem níveis limite de tenacidade e de cargas neles aplicados que, quando a fenda de fadiga atinge dimensões críticas, que comprometem estes limites, origina-se o colapso instável do componente por fratura dúctil ou frágil (C. Moura Branco, 1986). Normalmente a fase final de rotura apresenta-se com um aspeto mais rugoso e irregular, que a distingue da fratura por fadiga.

A direção da propagação de uma solicitação uniaxial irá depender da extensão relativa de condições de estado plano de deformação ou tensão. Um estado plano de deformações consiste em tensões baixas aplicadas no material ou fendas de pequenas dimensões em comparação com a dimensão da peça em estudo. Nestas situações, a superfície de fratura é plana, fazendo um ângulo de 90° em relação à superfície (C. Moura Branco, 1986).

Quando o fator de tensões aumenta e, conseqüentemente aumenta a zona de material plastificado, é possível verificar a transição de um plano de 90° para um de 45°. Assim, quando na presença de condições de estado de plano de tensões, a fenda da fadiga irá propagar-se a 45° em relação à superfície. No caso dos aços, esta transição ocorre em valores na ordem dos 30 MNm^{-3/2} (C. Moura Branco, 1986).

Existem outros pormenores nas superfícies de fraturas por fadiga que não são visíveis à vista desarmada, pelo que recorre-se a uma visualização microscópica para o efeito. Aqui é possível observar pormenores que permitem uma caracterização mais rigorosa do que a anterior. Uma boa evidência é a presença de estrias em planos de fendas a 90°. Cada estria é produzida por um ciclo de carga, embora não seja garantido que estejam representados todos os ciclos na superfície. Embora a presença de estrias na superfície de fratura comprove a fenda originária de fadiga, pode verificar-se crescimento de fendas de fadiga sem a formação destas estrias. Para valores muito elevados de ΔK pode ocorrer a formação de pequenas cavidades a nível microscópico, caracterizando-as como sendo fraturas dúcteis (C. Moura Branco, 1986). Para valores baixos de ΔK as fraturas ocorrem por um mecanismo de clivagem.

Segundo o modelo proposto por *Pelloux* (C. Moura Branco, 1986), a formação da estria ocorre no momento de extensão da fenda aquando do carregamento imposto no material, definindo a estria por deformação plástica juntamente com o alongamento do material durante o aliviar do carregamento.

Considerando que o espaçamento entre estrias é igual ao crescimento da fenda por ciclo, dA/dN , chega-se à correlação entre o espaçamento das estrias e a gama do fator de intensidade de tensões ΔK na extremidade da fenda (C. Moura Branco, 1986):

$$\frac{dA}{dN} = \frac{1}{8} \frac{\Delta K^2}{\sigma_{ced} E}$$

Eq. (2.20)

Na prática, caso seja conhecido o comprimento da fenda na posição em que é feita a leitura do espaçamento das estrias, é possível estimar o valor da gama de tensão a que o material foi submetido:

$$\Delta \sigma = \Delta K / Y \sqrt{\pi a}$$

Eq. (2.21)

2.2. Análise de Falhas em Veios de Manivelas

Pretende-se agora abordar outra vertente na análise de falhas por fadiga, nomeadamente, a deteção da falha.

Muitas vezes a falha num veio de manivelas só é detetada na situação mais problemática, i.e., quando houve uma fratura no veio de manivelas e os danos daí provenientes afetaram outros componentes do motor, causando muito mais prejuízo.

Para a realização de uma análise da falha é necessário ter em conta, em primeiro lugar, quais os processos necessários à deteção da avaria e a probabilidade de ela ocorrer.

2.2.1. Deteção da Falha

A bordo dos navios e segundo os relatos adquiridos de situações reais que irão ser abordadas mais adiante, o primeiro indício de fratura no veio de manivelas é dado através da baixa pressão do circuito de óleo. Isto acontece principalmente devido à acumulação de detritos nos canais de lubrificação, provenientes do desgaste das capas antifricção, existentes tanto nas chumaceiras de apoio do veio de manivelas, como no apoio dos tirantes no veio, que provocam a colmatação dos filtros do óleo. Como tal, isto irá causar uma deficiente lubrificação e arrefecimento do veio, que irá provocar a falha deste. Por vezes esta falha não é catastrófica, ou seja, o veio apenas apresentou algumas fissuras; contudo, em outras ocasiões, o veio apresenta uma fratura macroscópica, capaz de separar o componente em duas partes, o que provoca uma propagação de danos para outros componentes do veio devido ao movimento livre deste, nomeadamente apoios e camisas.

2.2.2. Ensaaios Não Destrutivos

Estes processos de inspeção consistem em analisar um determinado componente mecânico sem comprometer o seu estado físico e químico atual. Deste modo, é possível obter uma observação da dimensão da falha neste elemento, não esquecendo que existe um erro associado entre os dados adquiridos por este meio e o estado real. Os ensaios aqui referidos foram estudados pela referência (Instituto do Emprego e Formação Profissional, 1999).

Ensaaios por líquidos penetrantes

Este ensaio é utilizado na deteção de defeitos superficiais em materiais sólidos e não porosos. Aqui é utilizado um líquido que irá infiltrar-se nas fendas e imperfeições do

material, revelando-as. Para isso limpa-se a superfície do material do líquido em excesso, permanecendo o restante nas fendas. Por fim, passa-se na superfície do material um líquido revelador, que irá, tal como o nome indica, realçar o líquido penetrante alojado nas fendas, ficando com o aspeto final na figura 2.11.



Figura 2.11 – Exemplo de aplicação do ensaio por líquidos penetrantes (Grupo de Manutenção de Aeronaves, 2015)

Ensaios por magnetoscopia

Este método, também conhecido por inspeção por partículas magnéticas, é utilizado na deteção de descontinuidades tanto na superfície, como no interior de um material ferromagnético. A sua aplicação consiste na magnetização do material e aplicação de partículas magnéticas. A partir deste ponto é possível analisar a peça por meio de equipamentos específicos que detetam as descontinuidades do material. O material passa a ter um campo magnético circular uniforme, onde não existem polos magnéticos. Caso exista um defeito, esses polos aparecem e existirá uma atração de partículas magnéticas nessas zonas, revelando o defeito. Para terminar o ensaio é necessário proceder à desmagnetização da peça, sujeito a uma corrente contínua com um período de 1 segundo de sentido inverso ao da sua magnetização. Na figura 2.12 apresenta-se alguns exemplos da aplicação deste ensaio.



Figura 2.12 – Exemplos de aplicação do ensaio por magnetoscopia (Arsenal do Alfeite, S.A., 2015)

Ensaio por Ultra-Sons

A utilização deste ensaio consiste na transmissão de ondas sonoras com elevadas frequências na peça em análise. Tal como é demonstrado no exemplo da figura 2.13, as ondas sonoras propagam-se uniformemente pelo material, até incidirem numa descontinuidade que irá refletir estas ondas, permitindo determinar a localização da fissura, tendo em conta o tempo de percurso da onda, a sua velocidade e o ângulo a que foi emitido.



Figura 2.13 – Exemplo de aplicação do ensaio por Ultra-Sons em um bloco de betão (PDIG - Diagnóstico e Inspeção de Estruturas e Edifícios, 2015)

Radiografia Industrial

A radiografia industrial consiste na utilização de radiações penetrantes. O método de inspeção baseia-se na absorção desigual das radiações ionizantes. Apesar de ser um ensaio que requer algum cuidado no seu manuseamento devido às radiações, os resultados adquiridos são bastante fiáveis. As radiações ao atravessarem o material, sofrem uma determinada absorção consoante a espessura do material, acabando por incidirem num filme, onde ficará gravado todo o ensaio (figura 2.14). Deste modo é possível ver com

clareza os defeitos no interior da peça. Para uma boa qualidade da imagem obtida, é necessário ter em conta os seguintes fatores: dispersão das radiações no material, penumbra devido à dimensão do filme, i.e. quanto maior a fonte para uma mesma zona de análise, maior a penumbra, a distância entre a fonte da radiação e o objeto em análise, e por sua vez, a distância entre o mesmo objeto e o filme onde irão ficar guardados os dados, a emissão da radiação no material deve de ser o mais perpendicular a este, de modo a evitar erros de escala no filme, as zonas sombra do material devido à sua complexa estrutura, e a granulometria, sendo preferível a utilização deste ensaio em materiais os mais homogêneos possível na sua estrutura, de modo a evitar erros de leitura.

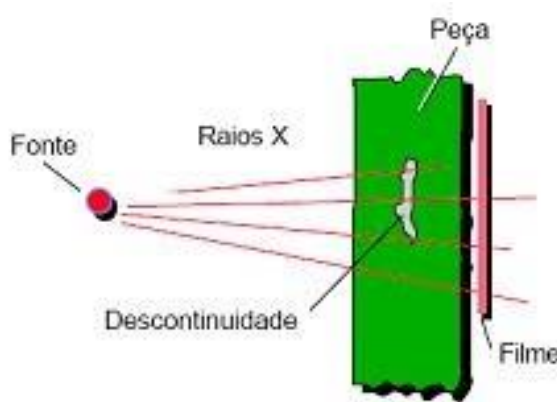


Figura 2.14 – Esquema representativo do funcionamento do ensaio por radiografia industrial (Os Princípios e Fundamentos da Radiologia Industrial, 2015)

Ensaio por corrente “Eddy”

O princípio de aplicação deste ensaio é através da medição da variação da impedância elétrica de uma bobina na presença de um campo magnético. Uma corrente alternada percorre a bobina, formando um campo magnético (primário), que por sua vez induz uma corrente elétrica no material em análise, criando neste um campo magnético (secundário). Devido ao campo magnético criado na peça, o campo magnético da bobina sofre interferência, logo a peça funciona como resistência à bobina. Deste modo é possível concluir que a impedância na bobina é menor em vazio do que na presença do material. Quando existe um defeito no material em análise, a corrente elétrica que percorre o material irá variar, e por sua vez o campo magnético. Na figura 2.15 está esquematizado o princípio de funcionamento deste ensaio.

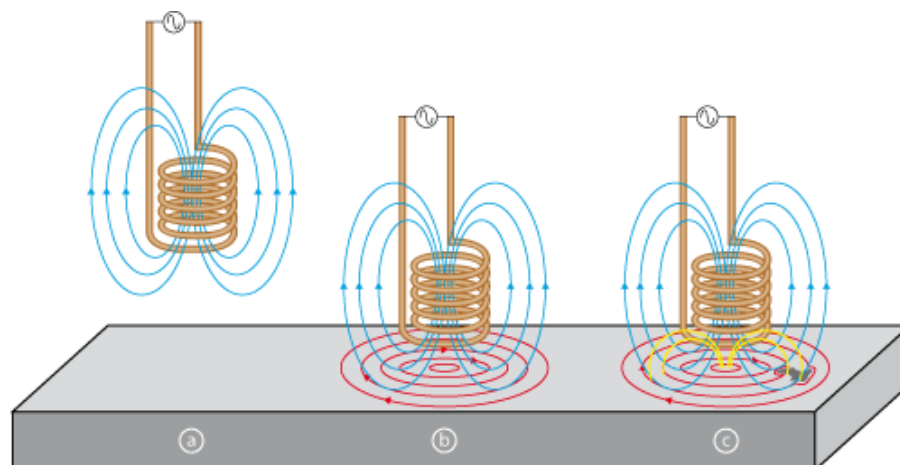


Figura 2.15 – Representação do funcionamento do ensaio por corrente “Eddy”, em a) a bobine não sofre interferência do material; b) situação em contato com um material sem defeito; c) situação em contato com material com defeito (Olympus Corporation, 2015)

2.2.3. Fiabilidade em um Veio de Manivelas

Para garantir a adequada longevidade do veio de manivelas, não se pode focar apenas a fiabilidade do próprio veio, mas sim a de um conjunto de componentes, onde este se insere. Visto que um motor é um sistema complexo que depende de um funcionamento coletivo de todos os elementos nele presente, a sua fiabilidade vai ter em conta a fiabilidade de cada peça nela contida no ponto de vista de um sistema. No caso do veio de manivelas, a sua fiabilidade irá depender de vários elementos chave que têm um grande impacto na sua falha, como são exemplo o amortecedor de vibrações e os rolamentos nas chumaceiras de apoio.

2.2.3.1. Amortecedor de Vibrações

Durante o funcionamento do motor existem alterações periódicas de injeção de combustível, bem como nas forças de inércia. Deste modo, são geradas vibrações torsionais, axiais e transversais nos veios de manivelas (Wojciech Homik, 2010), causando deformações.

Dos três tipos de vibrações mencionados, a que representa mais perigo para o veio de manivelas são as vibrações torsionais, daí a necessidade de instalar um amortecedor de vibrações numa das extremidades do veio (Wojciech Homik, 2010).

Em veios de manivelas, as vibrações axiais são as menos preocupantes, em comparação com o impacto das outras duas no que toca à integridade estrutural do veio. As vibrações transversais são as responsáveis pela deformação do veio por flexão, sendo mas visível este efeito junto dos suportes do veio. As vibrações torsionais ressonantes possuem características peculiares que as tornam mais perigosas: não se propagam para outro componente do motor, impossibilitando a sua atenuação, não geram barulho, dificultando a sua deteção, e as deformações provenientes desta fonte apenas são possíveis de ser restringidas pela rigidez à torção do material (Wojciech Homik, 2010). O método de resolução mais eficaz encontrado foi a instalação de um amortecedor de vibrações, cujo objetivo é diminuir as amplitudes das vibrações até cerca de 10 vezes, sacrificando o rendimento do motor. Contudo este método mostrou-se ser muito mais eficaz do que colocar a frequência harmónica de excitação longe da frequência natural de torção do veio (Wojciech Homik, 2010).

Os tipos de amortecedores existentes são:

- Amortecedores de Fricção/Atrito
- Amortecedores de Borracha
- Amortecedores Viscosos
- Amortecedores de Mola

Estes tipos de amortecedores são designados por amortecedores dinâmicos, pois utilizam a inércia do veio e do próprio amortecedor em si para atuar nas vibrações. É necessário ter em atenção o facto de que deve-se usar o amortecedor correto para o tipo de motor que se tem.

Os amortecedores de fricção foram os primeiros a aparecerem no mercado. O atrito resultante do movimento do amortecedor e os revestimentos de atrito transforma as vibrações torsionais em calor, dissipando-as. Contudo, vibrações com altas frequências e grandes amplitudes provocam um elevado desgaste no revestimento de fricção, alterando os valores de amortecimento e ainda, um desalinhamento do veio (figura 2.16).

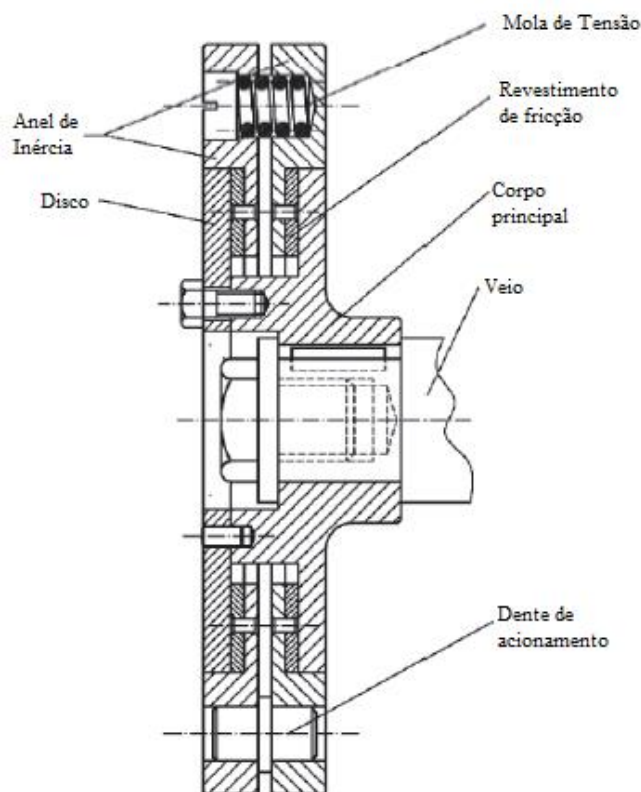


Figura 2.16 – Amortecedor de Vibrações Fricção. Adaptado de (Wojciech Homik, 2010).

No caso dos amortecedores de borracha (figura 2.17), estes sofrem um rápido envelhecimento, provocado pela ação dos elementos corrosivos, tais como o oxigénio e o azoto, que tem como consequências o aumento da viscosidade, dureza ou fragilidade da borracha. Devido às propriedades físicas da borracha, a sua utilização foi extinta por volta dos anos 50 (Wojciech Homik, 2010).

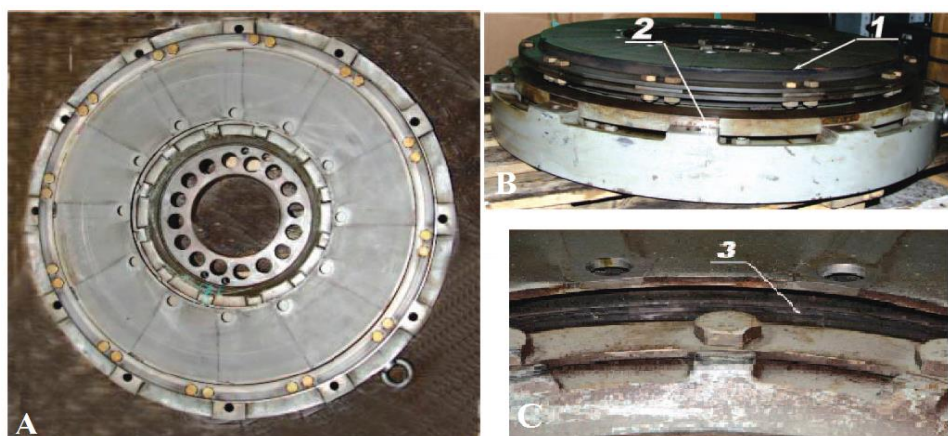


Figura 2.17 – Amortecedor de vibrações borracha: 1) Anel de inércia, 2) Corpo principal, 3) Borracha de amortecimento, adaptado de (Wojciech Homik, 2010).

A utilização de amortecedores viscosos (figura 2.18) deu-se, pela primeira vez, em 1929, em submarinos. A sua aplicação era feita através de uma ligação paralela entre dois amortecedores com dois líquidos viscosos diferentes. Nestes tipos de amortecedores, a principal causa de falha era devida à aplicação de óleo de silicone de compostos orgânicos, cuja viscosidade diminuía drasticamente, juntamente com um progressivo aumento de temperatura do amortecedor. Para colmatar esta lacuna, estes amortecedores foram reinventados com a introdução de um novo óleo e o involuço é apertado e preenchido com o óleo de silicone, sendo que o aro de inércia flutua.

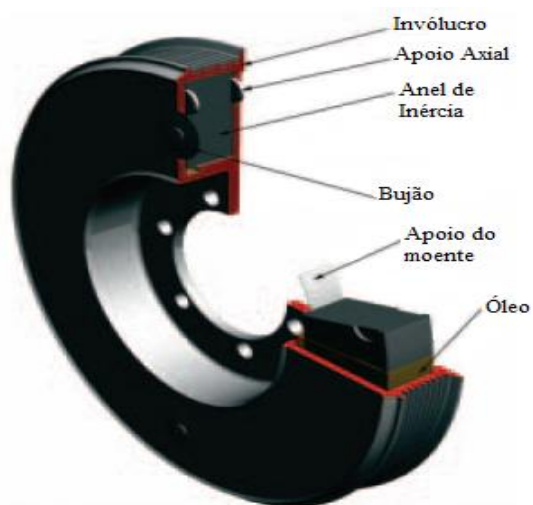


Figura 2.18 – Amortecedor de vibrações viscoso, adaptado de (Wojciech Homik, 2010)

Os amortecedores de vibrações mais utilizados são os de mola. Destes amortecedores existem dois tipos de molas: amortecedores por molas em casquilhos (figura 2.19) e amortecedores com conjuntos de molas retas/lâminas (figura 2.20). Estes amortecedores, em comparação com os viscosos, apresentam menores dimensões, menor momento de inércia, grande resistência à falha o que, por sua vez, resulta num maior tempo de vida do amortecedor e, trabalho do mesmo a altas temperaturas (Wojciech Homik, 2010). Estes tipos de amortecedores são capazes de fazer longos períodos de serviço, i.e. cerca de 20000 horas entre inspeções de manutenção, onde se verifica o nível de aperto ao veio e obstruções que existam nos canais de lubrificação entre os vários elementos do amortecedor. Verifica-se ainda o estado de flexibilidade das molas e ainda o estado técnico dos blocos de bronze deslizantes intermédios.



Figura 2.19 – Amortecedor de vibrações com conjunto duplo de molas torsionais: a) vista geral, b) casquilho com dois conjuntos de molas, c) casquilho com um conjunto de molas, d) conjunto de molas (Wojciech Homik, 2010).

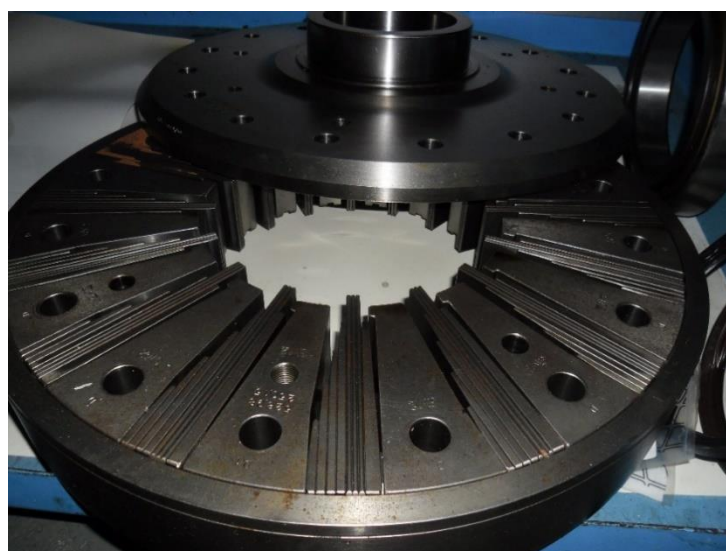


Figura 2.20 – Amortecedor de vibrações de molas retas.

2.2.3.2. Superfícies de apoio

Esta abordagem aos rolamentos em veios de manivelas é realizada com base nos testes realizados e analisados em (Vencl & Rac, 2014).

Segundo (Vencel & Rac, 2014), em 800 casos de falha, 12% ocorreram nos rolamentos, sendo este o maior fator de falha nos motores, com um valor de 24,4% em uma amostra de 180 motores. Os rolamentos referidos foram sujeitos entre 3000 e 5000 horas de funcionamento e posteriormente sujeitos a uma inspeção. Estes rolamentos encontram-se nos apoios principais do veio de manivelas e ainda nos apoios do tirante no referido veio.

No que toca à falha do rolamento, estas podem ser classificadas consoante a seguintes categorias (Vencel & Rac, 2014):

- Falha catastrófica, que resulta numa imediata incapacidade do sistema;
- Falha de desempenho;
- Falha de confiança, que resulta numa baixa fiabilidade.

No que toca ao tipo de desgastes possíveis que provocam falha em rolamentos, enumeram-se os mais comuns:

- Desgaste Adesivo;
- Desgaste Abrasivo;
- Desgaste de Superfície com Fadiga;
- Desgaste Erosivo;
- Desgaste por Cavitação;
- Desgaste por Fricção;
- Desgaste por Oxidação;
- Desgaste por Corrosão.

Segundo um registo histórico (Vencel & Rac, 2014), 59% das falhas ocorridas nos rolamentos tiveram origem abrasiva, 19% de origem adesiva e 11% envolveu a propagação de fendas à superfície. Uma das possíveis causas para algumas das falhas consistiu no *design* mais económico, que irá comprometer a integridade do rolamento e reduzir o seu tempo de vida. É de salientar que a corrosão é o fator que menos causa falhas segundo o estudo de (Vencel & Rac, 2014), o que permite concluir que o tipo de materiais utilizados é adequado em conjunto com a lubrificação utilizada. Deste modo, as principais causas de falhas poderão ter origem em forças de trabalho, desalinhamentos, bem como na montagem dos rolamentos e do funcionamento do motor.

Na figura 2.21 é possível observar um exemplo de desgaste abrasivo nas capas, sendo possível constatar que este tipo de desgaste é observado a meio deste, com a presença de riscos e crateras.



Figura 2.21 – Superfícies das capas dos moentes, danificadas por desgaste abrasivo. As duas primeiras a contar da esquerda são de liga de alumínio e a terceira de bronze (Vencl & Rac, 2014).

O desgaste adesivo é muito idêntico ao desgaste abrasivo, localizado igualmente a meio da capa, mas implica a alteração da cor do material devido à fusão do mesmo (figura 2.22). Este desgaste é uma consequência tanto do atrito, como de uma má lubrificação, onde a camada de óleo não é suficiente para prevenir um contato direto entre a capa e o moente, visto não existir uma folga suficiente entre ambos. Esta falha na lubrificação pode dever-se às altas vibrações no veio, falha na circulação do óleo e ainda, fracas propriedades do óleo.

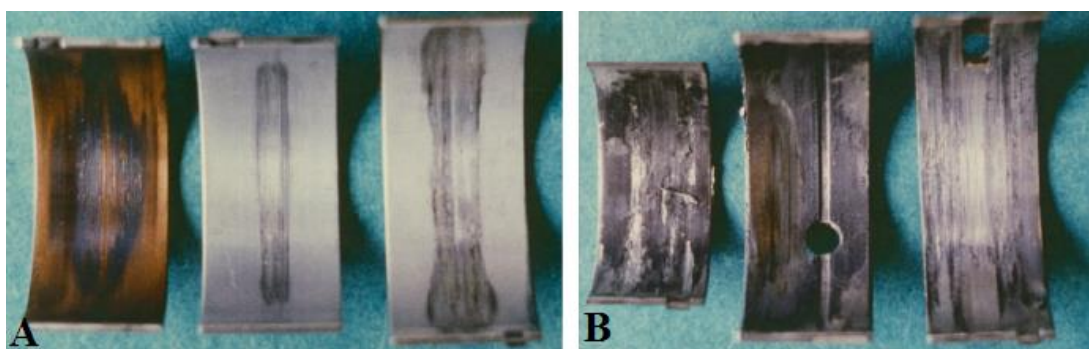


Figura 2.22 – Superfícies das capas dos moentes, danificadas por desgaste adesivo. Em A) o desgaste é feito por raspagem; em B) é feito por corte (Vencl & Rac, 2014).

No que toca ao desgaste por fadiga, este apresenta algumas fissuras que se propagam a partir da superfície de deslizamento em forma de uma rede de ligação entre elas (figura

2.23). Contudo, neste tipo de desgaste não é possível descobrir o ponto de iniciação da fenda no material, nem indícios de remoção do seu material de revestimento. Este desgaste passou a ser mais controlado e menos evidente, graças à boa utilização do material de revestimento, impedindo a fadiga do material à superfície.

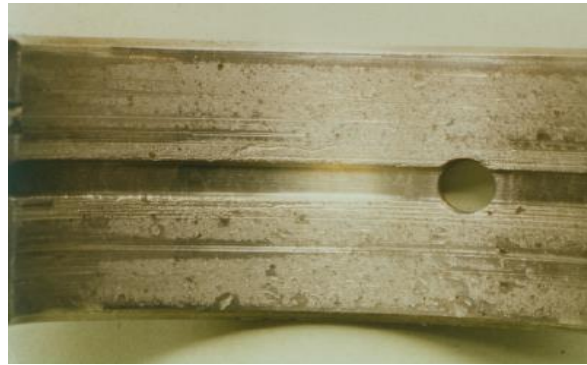


Figura 2.23 – Superfície da capa do moente, danificada por desgaste de fadiga (Vencl & Rac, 2014).

O desgaste por cavitação é predominante em motores a *diesel*, apresentando-se de duas formas no material: cavitação por fluxo e cavitação por descarga. Em ambos os casos, a zona de atuação é predominante em zonas de passagem constante de líquidos, nomeadamente de óleo nas capas que atua como lubrificante e refrigerante. A cavitação ocorre devido à circulação incorreta do óleo pela capa devido à sua imprópria estrutura, pressão do óleo flutuante, devido às elevadas vibrações no motor, e falha na circulação do óleo devido a obstruções no circuito. Neste caso, a cavitação por fluxo irá ocorrer junto dos orifícios do óleo de lubrificação das capas, abrangendo a maior parte da área por onde o óleo circula após a saída do orifício, e a cavitação por descarga ocorre à volta deste, observando-se uma considerável remoção do material (figura 2.24).

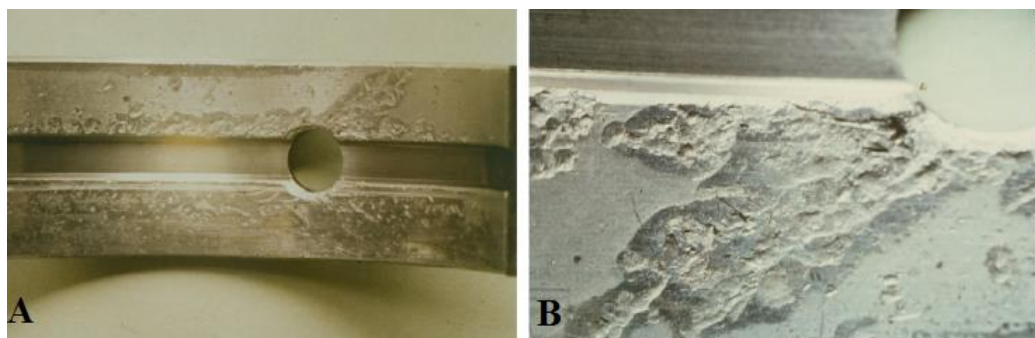


Figura 2.24 – Superfície de uma capa de um moente com desgaste por cavitação. A) cavitação por fluxo; B) cavitação por descarga em A) em detalhe (Vencl & Rac, 2014).

O desgaste corrosivo apenas foi observado em ligas de cobre (bronze), embora não tenha sido muito acentuado. Esta corrosão não se deve ao contato com água, mas sim com os agentes orgânicos ácidos, presentes no óleo de lubrificação, que não são compatíveis com materiais em bronze.

O desgaste erosivo é detetado junto aos orifícios de lubrificação, consistindo na remoção de material naquela área causada pela passagem do óleo de lubrificação a alta velocidade (figura 2.25).



Figura 2.25 – Orifício de lubrificação de uma capa de um moente, danificada por desgaste por erosão (Vencl & Rac, 2014).

A deformação plástica é um tipo de desgaste que afeta toda a capa, consistindo numa alteração de cor azul-escura para preto devido às altas temperaturas sentidas na capa, causando fusão do material. Este acontecimento deve-se, essencialmente, a uma má lubrificação na capa (figura 2.26).

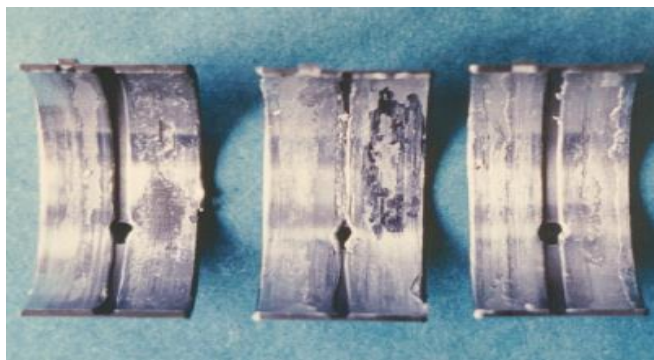


Figura 2.26 – Superfícies das capas dos moentes apresentando desgaste por deformação plástica (Vencl & Rac, 2014).

Por fim, na ocorrência de desgaste, existe uma sempre a remoção do revestimento do material, em pequenas zonas ao longo da capa (figura 2.27).



Figura 2.27 – Capa de um moente com remoção de revestimento (Vencel & Rac, 2014).

2.3. Casos de Falha relatados

Uma das etapas do estudo da integridade estrutural do veio de manivelas sob análise passou por analisar os casos relatados de falhas similares ocorridas tanto em navios, como em outros equipamentos de transporte ou até mesmo na indústria.

Muitos destes casos apenas estudam a evolução da falha no veio e a sua origem, não relatando as medidas preconizadas e executadas para prevenção de uma futura ocorrência. Contudo, nem em todos os casos se registou uma falha catastrófica.

Um aspeto a ter em conta e que influencia o tempo de vida do material são as ações de manutenção, as quais devem corresponder preferencialmente a manutenção periódica ao invés de uma manutenção corretiva, garantindo sempre a operacionalidade do equipamento.

Na tabela 2.1 apresenta-se quatro casos de falha relatados em artigos científicos, juntamente com as características dos motores e a zona do veio de manivelas onde se deu a falha.

Tabela 2.1 – Características dos motores e zona de falha

Casos	Características do motor	Zona de falha	Referência
1	Gerador Diesel a 4 tempos, num bloco em V de 8 cilindros. Trabalho a 1500 rpm, produzindo 1,5MW e com 20000 horas de funcionamento.	Entre o 2º moente de apoio e o 2º moente da manivela	(Espadafor, Villanueva, & García, 2009)
2	Motor 3 anos de serviço a um regime entre 700 e 8000 rpm e 30000 km	Moente da manivela nº 2	(Fonte, Li, Reis, & Freitas, 2013)
3 A)	Motor em V, de 8 cilindros. Regime de 1050 rpm com 1,8MW de potência	1º Caso: Falha no boleado entre o apoio nº 5 e a manivela nº4	(Katari, Haddar, & Ayedi, 2011)
3 B)		2º Caso: entre 2º apoio e a 1ª manivela	
3 C)		3º Caso: Falha no 2º moente	
4	Motor marítimo Diesel, 32000 horas de funcionamento. Capas dos apoios mudados às 30000 horas.	Falha entre o apoio nº 5 e a manivela nº 4, junto ao boleado	(Fonte & Freitas, Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study, 2008)

Como é possível observar pela tabela 2.1, os casos de falha dos veios de manivelas ocorreram em motores com um significativo número de horas de funcionamento.

Para explicar a ocorrência das falhas, recorre-se à tabela 2.2 onde se encontra sintetizada a informação recolhida nos artigos científicos para os casos mencionados.

Tabela 2.2 – Características da falha para cada caso

Casos	Características da falha	Observações
1	Fratura por fadiga com propagação de fenda a 45° a partir da superfície; existência de estrias de propagação; Fissura propagada até 70% da secção; 1ª fase de propagação a baixa velocidade; 2ª fase de propagação a alta velocidade.	Aço de baixa liga, maquinado e temperado.
2	Propagação de duas fissuras por fadiga até ao centro do moente da manivela; Mau alinhamento dos moentes de apoio ou mau balanço entre os contrapesos.	Reparação por retificação e preenchido com ligas de metal para o mesmo diâmetro nominal.
3 A)	Falha por fadiga com propagação de fenda com inclinação de 45° em relação à superfície, marcas de estrias de propagação. A fenda iniciou a propagação devagar, acelerando 60/70 % até à falha. Fissuração múltipla com hipótese de coalescência de defeitos.	Aço ao carbono forjado.
3 B)	A fenda iniciou-se na superfície do moente de apoio, numa zona rugosa. Causa da operação, lubrificação, temperatura do óleo, desalinhamento do veio. Observadas falhas paralelas alinhadas com o eixo do veio ao longo do moente devido a cargas térmicas e forças de fricção.	Aço ao carbono forjado. Principal causa mecânica devido ao mau contacto moente-rolamento e causa térmica
3 C)	Linhas de falha por fadiga térmica.	Aço-carbono forjado.
4	Falha com várias linhas de desgaste. Amortecedor de vibrações com desgaste. Todas as capas boas, exceto nº 4. Duas superfícies de fratura: uma perpendicular à secção do veio e outra horizontal. A falha inicial ocorreu a partir da coalescência de três falhas paralelas. Dano proveniente do defeito latente no material. Superfície de fratura oblíqua 2-3 mm da origem. Evolui para uma superfície elíptica. Propagação em zig - zag da falha deve-se à combinação força-flexão.	Falha causada pela torção.

Para todos os casos referidos é necessário retirar as lições aprendidas com as falhas que ocorreram, como também com as soluções encontradas. Deste modo é necessário analisar, de um modo sintetizado, caso a caso.

Começando pelo primeiro caso (Espadafor, Villanueva, & García, 2009), a causa encontrada para a fratura completa do veio junto ao boleado do segundo apoio, foi devido à fadiga por parte do material do veio de manivelas, resultado de um carregamento cíclico de tensões (figura 2.28). Nesta figura é possível reparar nas diferentes fases de propagação da falha, a primeira a baixa velocidade, seguida de uma propagação rápida da falha (Espadafor, Villanueva, & García, 2009). Aqui é de relevado interesse salientar que os veios de manivelas de motores funcionam com torção juntamente com forças de flexão cíclicas, produzindo o efeito desejado de transmissão do movimento linear dos êmbolos em movimento rotativo para o veio de trabalho. Estas forças torsionais têm origem na resistência ao movimento pelo veio devido ao atrito entre este e os apoios do bloco, nos mecanismos de potência do motor, etc., e as forças cíclicas têm origem nos carregamentos provenientes da explosão do combustível e consequente movimentação dos êmbolos nas câmaras de combustão. Para atenuar o desgaste entre componentes, utilizam-se capas antifricção. Assim, tendo em consideração as macrografias apresentadas da superfície de fractura (Fig. 2.28), é fácil justificar a ocorrência da fadiga no material, provocando a falha no veio de manivelas. Segundo análises realizadas pelo autor através do método dos elementos finitos, é comprovado que as zonas onde se apresentam os maiores valores de concentração de tensões correspondem aos locais onde o veio fraturou, provavelmente pela existência de anomalias no material (Espadafor, Villanueva, & García, 2009).

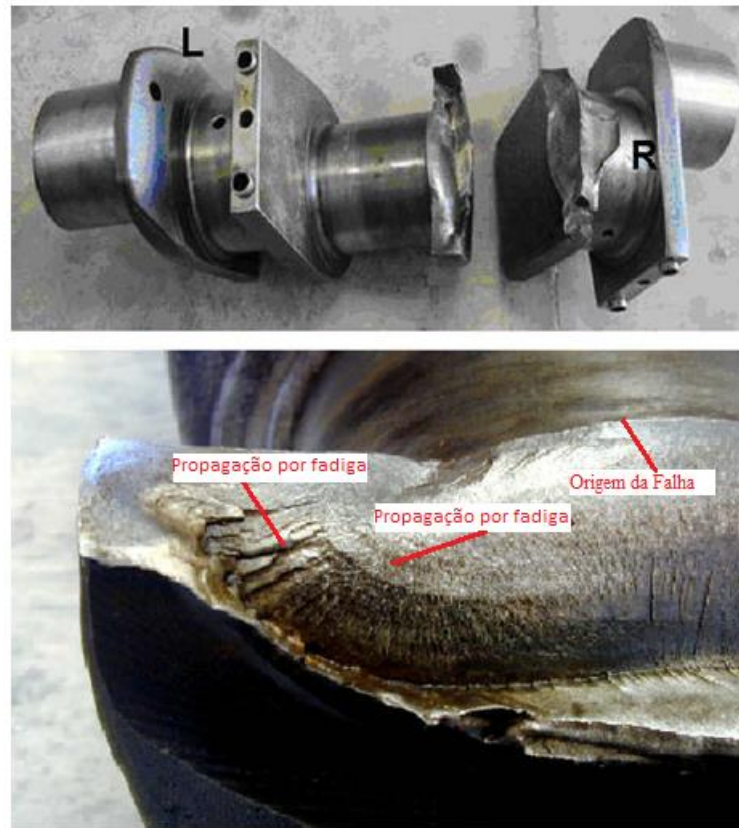


Figura 2.28 – Superfície de fratura do veio de manivelas do primeiro caso, adaptado de (Espadafor, Villanueva, & García, 2009).

No segundo caso (Fonte, Li, Reis, & Freitas, 2013), a falha deveu-se a um mau alinhamento dos moentes de apoio, ou ainda a uma errada distribuição dos contrapesos (Fonte, Li, Reis, & Freitas, 2013), causando valores elevados de flexão rotativa (figura 2.29). Depois de iniciada a fenda, esta propaga-se segundo uma orientação de 45° devido ao contributo das cargas torsionais em conjunto com a flexão.



Figura 2.29 – Zona de falha do veio de manivelas do segundo caso, adaptado de (Fonte, Li, Reis, & Freitas, 2013).

No terceiro caso (Katari, Haddar, & Ayedi, 2011), são apresentados três veios fraturados pertencentes a locomotivas diferentes mas de iguais características. Em todos os casos, a falha deu-se por propagação de fendas de fadiga no material. Esta conclusão foi feita com base nas análises efetuadas às superfícies de fratura dos veios; por exemplo, no veio número 1 (figura 2.30), foi evidente através de uma análise visual mais cuidadosa das superfícies dos moentes que estavam em boas condições, descartando deste modo o fator da má lubrificação/desgaste. A prova disso encontrava-se na localização do ponto de iniciação da falha, que confirma que esta deveu-se apenas a causas mecânicas, i.e. carregamentos de flexão e torção. Para o exemplo do segundo veio (figura 2.31), a causa da falha a que se chegou foi desgaste devido ao contato entre as capas e os moentes, indicando uma deficiência na lubrificação nesse local provocada por um desalinhamento do veio com o bloco, contribuindo para que ocorresse uma falha na lubrificação, também devida à diminuição da viscosidade do óleo, por aumento da temperatura, não cobrindo as zonas críticas dos mecanismos. Uma consequência da má lubrificação também pode ter sido devida ao uso de óleo impróprio para a instalação, não cumprindo deste modo os parâmetros necessários para o bom funcionamento. A consequência deste problema foi um desgaste adesivo, onde não só se destrói a superfície de contato, como também se geram partículas que irão provocar um desgaste abrasivo no veio. Por fim, surgem fissuras, paralelas umas às outras, provenientes destes dois desgastes, que se propagaram devido à existência de gradiente de temperaturas resultante do desgaste, juntamente com as tensões induzidas pelos carregamentos, e provocaram, na fase final, a falha. No terceiro exemplo (figura 2.32) tratou-se de propagação de fendas por fadiga, apresentando algumas fissuras na superfície, causadas, muito provavelmente pelo desgaste superficial.

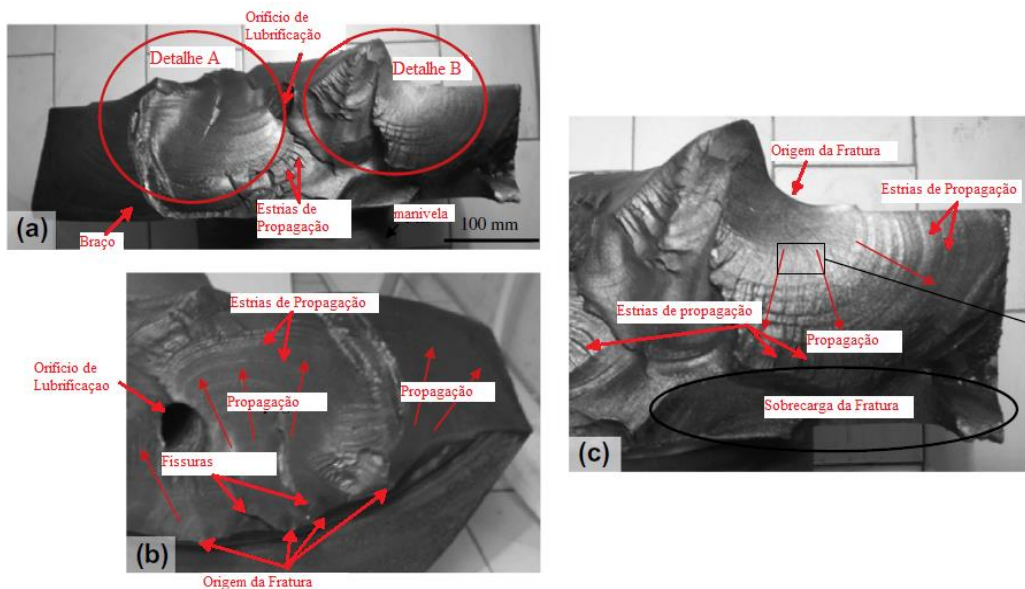


Figura 2.30 – Superfície de fratura do primeiro veio do terceiro caso, adaptado de (Katari, Haddar, & Ayedi, 2011).

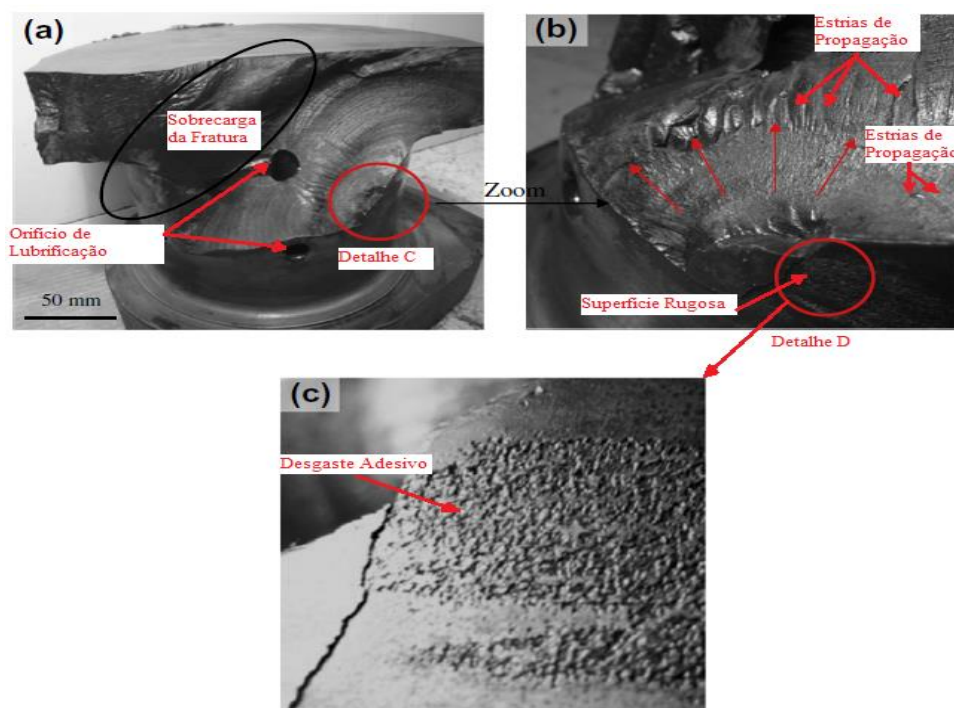


Figura 2.31 – Superfície de fratura do segundo veio de manivelas do terceiro caso, adaptado de (Katari, Haddar, & Ayedi, 2011).

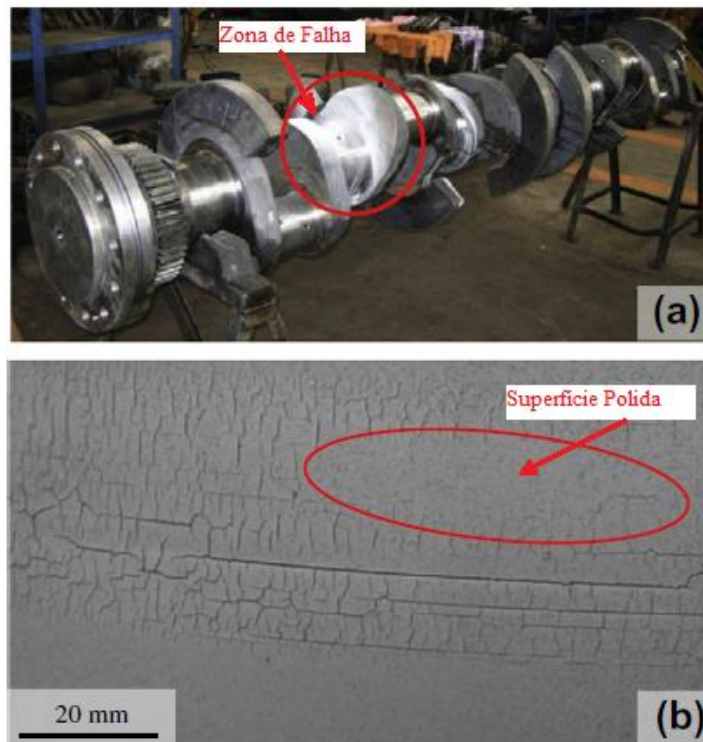


Figura 2.32 – Zona de falha do terceiro veio de manivelas do terceiro caso, adaptado de (Katari, Haddar, & Ayedi, 2011).

As fraturas nos veios podem ocorrer por fadiga à flexão, fadiga à torção, ou ainda a combinação de ambos. Esta situação ocorre no quarto caso (Fonte & Freitas, Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study, 2008), onde a falha inicia-se no boleado por flexão e propaga-se através da combinação de flexão e torção (figura 2.33).

Vários estudos revelam que o desalinhamento do veio de manivelas nos apoios aumenta as cargas de flexão nos boleados dos moentes de apoio, e ainda o aumento de cargas torsionais. Se formos analisar estes dois tipos de propagação à fadiga, consoante o tipo de carga, iremos obter fenómenos similares: superfícies de fraturas lisas e planas com fraturas dúcteis e estrias de propagação na zona de iniciação da falha. O que por vezes as diferencia é o local de iniciação da falha: na fadiga com flexão o seu início da propagação ocorre nos boleados, no caso de não existirem orifícios de lubrificação que possam vir a alterar o seu percurso de propagação, e as fendas propagadas por cargas torsionais iniciam-se normalmente nos moentes e evoluem segundo um ângulo de 45°. Para além do referido, muitas vezes as vibrações são ignoradas ou mal avaliadas, tornando-se num erro grave. Vibrações torsionais formam-se devido à velocidade de rotação do veio com um período rotacional. De facto, por vezes, durante o funcionamento do motor são induzidas

vibrações torsionais ressonantes no veio que conduzem os veios a falhas catastróficas. Isto tudo porque o próprio veio tem vibrações torsionais naturais que são influenciadas pelo rácio comprimento/diâmetro do veio, sobreposição entre moentes de manivelas e moentes de apoio, bem como do material usado.

No caso de falha apresentado na figura 2.33, o amortecedor de vibrações encontrava-se danificado, podendo concluir-se facilmente que o veio esteve sujeito a elevadas tensões de torção, que podem estar na origem de um mau dimensionamento do amortecedor de vibrações, submetendo o veio a uma sobrecarga de tensões que o conduziram à fadiga.

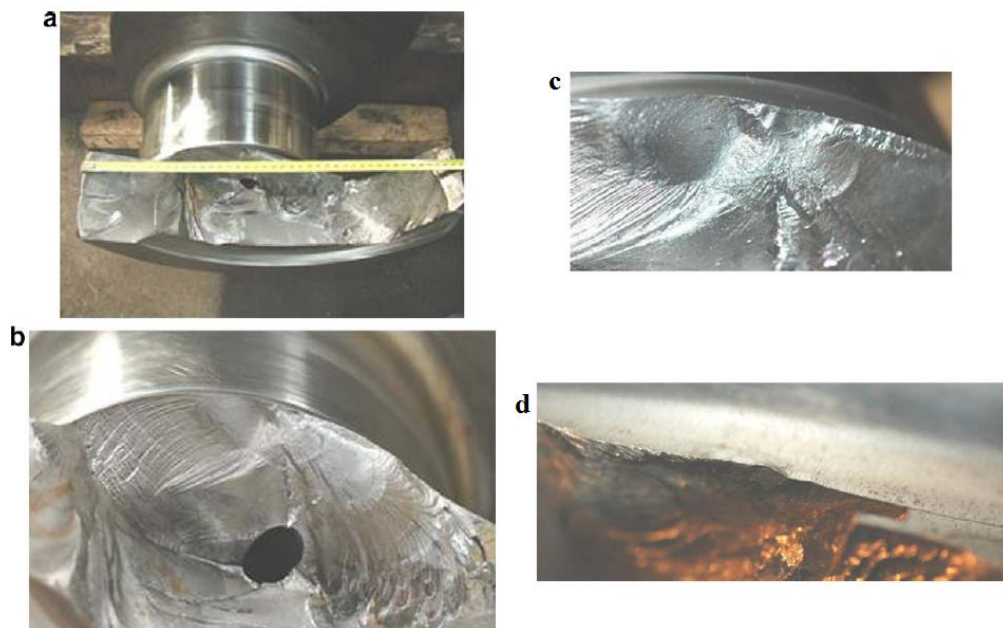


Figura 2.33 – Falha do quarto caso, a) vista geral da falha, b) superfície da falha, c) Pormenor da origem da falha, d) Pormenor das três falhas paralelas na zona de iniciação (Fonte & Freitas, Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study, 2008).

3. Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica matemática muito utilizada para obter soluções aproximadas de problemas demasiados complexos que não conseguem ser resolvidas por teorias básicas (Donald, 2011). O fundamento deste método consiste em dividir um problema complexo em um grande número de problemas simples, utilizando deste modo algoritmos complexos para unir as diversas respostas dos problemas, de modo a obter-se uma aproximação ao problema inicial. É neste contexto que se irá utilizar este método para analisar o comportamento de um veio de manivelas sujeito aos diferentes tipos de cargas nele aplicado. Para tal, divide-se o domínio de interesse, por exemplo, o veio, num número de subdomínios essenciais para ser possível chegar a uma aproximação fidedigna. Nestes casos é necessário ter em conta alguns aspetos: existe um número finito de divisões que se podem fazer em zonas de interesse, sendo designado de “elementos” a cada um destes domínios subdivididos.

Uma das maiores dificuldades na aplicação dos modelos matemáticos em equações diferenciais ou integrais está na complexidade geométrica da peça, condições complexas do boleado, entre outras, presentes em situações reais (Donald, 2011).

3.1. Modelação do comportamento dos materiais

Na utilização do método dos elementos finitos é necessário entrar em conta com o tipo de material que se está a utilizar, i.e., se se trata de um material homogéneo ou não homogéneo. Considera-se material homogéneo, aquele que não contém qualquer tipo de impurezas ou vestígios de outro tipo de material (inclusões), por exemplo uma peça de aço é sabido que 99% da sua composição é aço, o restante é considerado desprezável (Donald, 2011). Por outro lado, um material não homogéneo contém uma significativa concentração de outros materiais que irão alterar os resultados obtidos, tais como reforços, que podem aparecer sob diferentes formas, tais como fibras de grandes filamentos, fibras de pequenos filamentos e partículas. Tendo em conta o tipo de material

que se pretende estudar, existem diferentes modelos de elementos finitos que podem ser aplicados.

Dentro dos materiais não homogêneos, é possível dividirem-se em vários grupos, nomeadamente, materiais isotrópicos, ortotrópicos e anisotrópicos.

Materiais Isotrópicos

Um material isotrópico possui as mesmas propriedades em todas as direções, o que acontece na maioria dos metais, exceto em materiais compósitos ou biológicos, tal como a madeira (Donald, 2011).

Materiais Ortotrópicos

Ao contrário do que acontece nos materiais isotrópicos, aqui o material tem propriedades diferentes em duas direções. Eles podem ser mais fortes em solicitações feitas na horizontal do que solicitações na vertical, como por exemplo no caso dos materiais em fibra de carbono. Este efeito só é possível observar com eficiência em modelos de duas dimensões (Donald, 2011).

Materiais Anisotrópicos

Este é um tipo de material não isotrópico, i.e. não existem propriedades iguais em qualquer direção no material. Aqui, o melhor modelo para analisar este caso seria em três dimensões (Donald, 2011).

Outro aspeto a ter em conta nos diferentes materiais é o seu domínio de elasticidade, i.e. em que os materiais estão no regime linear elástico. Um material que esteja dentro deste domínio alonga-se-se proporcionalmente consoante a carga a que está sujeito, retornando ao seu estado original quando se remove o carregamento imposto. Neste tipo de material não está previsto a ocorrência de deformação plástica (Donald, 2011).

No que diz respeito aos metais (figura 3.1), a maioria comporta-se deste modo antes de entrarem na deformação plástica. Como tal, apenas será correto utilizar um modelo de material linearmente elástico caso o material em estudo, sujeito a forças tais que, não entre no domínio plástico. Contudo, o domínio de elasticidade apenas corresponde a cerca de 0,01% da extensão do material, o que indica que estes modelos apenas podem ser

usados com carregamento que provoquem deformações extremamente pequenas (Donald, 2011).

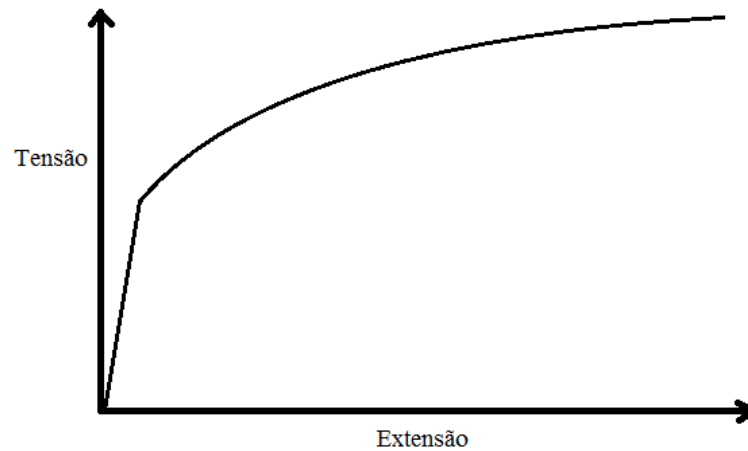


Figura 3.1 – Curva de Tensão-Extensão típica de um metal, adaptado de (Donald, 2011)

Por outro lado existem os não linearmente elásticos. Estes últimos não entram em deformação permanente, i.e. voltam ao seu estado inicial depois de sujeitos a uma sollicitação.

Alem destes tipos de materiais, existem ainda aqueles que experienciam deformação plástica permanente quando solicitados para além de um determinado valor limite, abrangendo a maioria dos metais. Este tipo de materiais nunca recupera a sua forma original depois de removido o carregamento.

3.2. Método de Análise

Para utilizar o modelo dos elementos finitos é necessário utilizar um processo sequencial para garantir-se que o resultado obtido é o mais fidedigno possível. Deste modo, apresenta-se na figura 3.2 uma representação lógica dos passos a ter em conta na utilização do método.

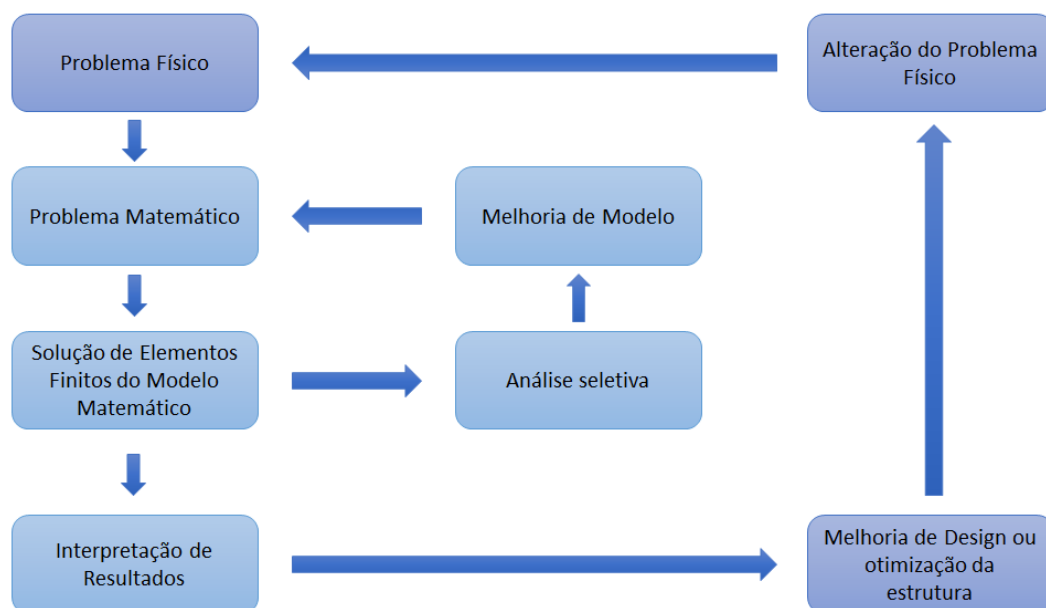


Figura 3.2 – Diagrama do processo de aplicação do método dos elementos finitos, adaptado de (Donald, 2011).

Este diagrama é também utilizado como uma ferramenta no processo de decisão, ajudando a escolher o melhor método a aplicar, tal como o modelo a ser avaliado. Inicialmente modela-se o problema físico e este deverá ser transformado num problema matemático a ser analisado por elementos finitos. Neste processo é necessário ter em conta elementos fulcrais, tais como a geometria, material, carregamento, condições de fronteira, etc. (Donald, 2011).

A etapa do problema físico consiste, na sua maioria, na compreensão por parte do utilizador do tipo de problema que se pretende analisar, de modo a esboçar a peça na melhor perspetiva (2D, 3D,...) que conduza a resultados mais assertivos (Donald, 2011).

No problema matemático pretende-se descrever uma formulação matemática que melhor represente o comportamento da estrutura, fazendo automaticamente a discretização do modelo e a criação de uma malha. Posteriormente altera-se o refinamento da malha do modelo consoante a identificação dos pontos de interesse do estudo suscetíveis de apresentarem concentrações de tensões.

Depois de aplicado e explorado todo o programa é necessário verificar se os resultados são satisfatórios e, caso não o sejam, fazem-se alterações no problema, de modo a aproximar-se ao ideal pretendido. Nesta fase poderão ser colocadas várias questões, como por exemplo, o erro da solução não estar dentro dos parâmetros de

tolerância, o valor máximo de tensões previstas não excederem os limites especificados (Donald, 2011).

Neste estudo, uma premissa a ter em conta é a geometria do material. Como o objetivo é estudar um veio de manivelas, nada melhor do que recorrer a uma representação matemática de um sólido modelado em 3D. Este tipo de modelo é utilizado para estruturas com geometrias, materiais, carregamentos, ou ainda para resultados que requerem algum detalhe (Donald, 2011).

Este modelo tridimensional, a discretizar com elementos finitos de tipo sólido, é o mais indicado para os seguintes tipos de problemas (Donald, 2011):

- Não é uma treliça nem um problema de uma armação;
- Não é um problema de uma viga;
- Não consegue ser modelado satisfatoriamente em 2D devido à sua secção de corte variar nas três dimensões;
- Não é uma estrutura tubular;
- Não exige simetria axial.

3.3. Geometria

Uma grande vantagem decorrente da utilização dos elementos sólidos é que o modelo de elementos finitos será muito semelhante ao problema real, não necessitando geralmente de simplificações/assunções de simplificação em relação a cargas e condições de fronteira. Deste modo, cria-se um modelo que permite aplicar diretamente forças e cargas. A dificuldade deste método encontra-se na dificuldade de produzir modelos sólidos fidedignos, a necessidade de ter maior poder computacional para resolver o problema e um maior esforço para questionar os resultados obtidos (Donald, 2011). Outra grande desvantagem baseia-se no tempo computacional requerido para chegar-se ao resultado, que aumenta drasticamente em comparação com outros modelos simplificados (Donald, 2011).

Os elementos tridimensionais apresentam-se em duas formas básicas, com duas formulações básicas, diferentes do comportamento de cada forma:

- Elementos tetraédricos equivalentes a triângulos 2D com a forma de uma pirâmide;
- Elementos hexaédricos equivalentes a quadriláteros 2D em forma de caixa.

Os elementos hexaédricos são bons na utilização de elementos finitos, pois garantem maior robustez e melhores resultados quando se trata de analisar tensões. No que toca aos elementos tetraédricos, estes tornam mais fácil a malhagem de estruturas com curvas muito complexas, contudo a sua exatidão nos resultados não é muito satisfatória (Donald, 2011).

A geometria do modelo irá ser ditada pelo tipo de elemento escolhido. Neste caso, para um sólido tridimensional, é necessário uma representação em três dimensões do modelo do problema, tentando sempre representar o elemento o mais simples possível, produzindo a resposta ao problema que se pretende (Donald, 2011).

Muitas vezes existe simetria do elemento, o que permite reduzir o tamanho do modelo e certas localizações no elemento para introduzir condições de fronteira, bem como o ajuste certo da sua geometria. Caso o elemento interaja com outro, pode ser necessário fazer a representação desse último, ou pelo menos parte dele. Caso seja impossível fugir à complexidade do elemento em análise, por vezes opta-se por dividi-lo em subestruturas e analisá-las independentemente (Donald, 2011).

3.4. Malha de elementos

Na malhagem do modelo podem levantar-se algumas questões, como por exemplo, decidir aplicar elementos lineares ou quadráticos no modelo, a existência de zonas de concentração de tensões no modelo que requerem um maior refinamento da malha, se existem transições entre elementos de dimensões diferentes, se há ou não elementos distorcidos, ou ainda, se foi feito um teste de convergência na malhagem. Das respostas adequadas a estas questões, caso sejam analisadas com rigor, podem esperar-se resultados satisfatórios (Donald, 2011).

Para efetuar-se a malhagem pode utilizar-se elementos lineares ou quadráticos (figura 3.3). Para muitos tipos de análises de estruturas pode utilizar-se elementos lineares, pois

estes garantem uma solução satisfatória para tempos computacionais relativamente pequenos, abdicando na qualidade dos resultados em regiões onde as tensões alteram-se rapidamente devido à sua interpolação de funções lineares. É importante realçar que elementos lineares não devem de ser usados excessivamente em formas distorcidas, o que significa que quadriláteros devem ser malhados o mais próximo possível de um quadrado e triângulos o mais próximos possível de triângulos equiláteros. Em geral, se uma estrutura contém um número significativo de curvaturas ou regiões de mudança rápida de tensões, então o mais indicado será utilizar elementos quadráticos (Donald, 2011).

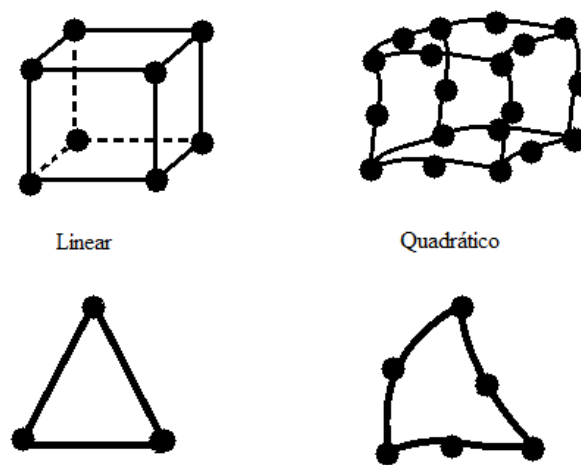


Figura 3.3 – Tipos de elementos em malhas, adaptado de (Donald, 2011).

Os elementos quadráticos têm um número peculiar de características que são necessárias ter em conta. A distribuição de forças e pressões é distribuída nos nós, sendo sensivelmente maior nos nós medianos do que nos extremos. Em relação ao número de nós, facilmente percebe-se que um elemento quadrático possui muito mais nós que um elemento linear. Deste modo é possível utilizar menos elementos quadráticos no problema do que se tivesse a utilizar elementos lineares, contudo é preciso ter cuidado com o número de elementos, podendo aumentar em muitos graus de liberdade o tamanho do problema (Donald, 2011). Outra consequência desta utilização será o tempo de computação para a resolução do problema, bem como o número de soluções disponíveis.

Quando vai-se analisar a peça, o utilizador terá que ter em consideração as zonas de concentrações de tensões. Como tal, no processo de malhagem há regras que devem de ser cumpridas para obter-se o maior rigor nos resultados obtidos. Deste modo, por regra, utiliza-se uma malha mais grossa (mais separados) nas zonas onde as tensões ou extensões

do material não se alteram muito depressa, e uma malha mais fina (menos separados) nas zonas onde essa alteração é muito rápida. Para distinguir estas zonas, aplica-se inicialmente uma malha grossa em toda a peça para encontrar essas zonas, e posteriormente, aplica segundo a regra dita anteriormente (Donald, 2011). Por norma, essas zonas situam-se:

- Perto de boleados ou bordos acentuados;
- Perto de pontos de concentração de cargas;
- Perto de orifícios;
- Perto de zonas de transferências de cargas;
- Perto de zonas onde existe uma brusca mudança de dureza, propriedades do material ou secções de corte.

Existe ainda um método exclusivo de tratar os elementos sólidos depois de efetuar a malhagem. Preferencialmente os elementos sólidos são mapeados por malhas de tetraedros, o que neste caso devem de ser elementos quadráticos. Deste modo, é possível dividir o volume do elemento sólido em um número de pequenos volumes, conhecido por segmentação de volume (Donald, 2011).

Idealmente, todos os elementos em análise deveriam ser o mais regulares possível, o que permitia aplicar elementos bem definidos nas malhas, tais como pirâmides equiláteras ou paralelepípedos perfeitos, mas tal não acontece devido a irregularidades provocadas por orifícios, fronteiras, boleados, entre outros. Estas irregulares fazem com que seja necessário desviar do perfeito, impondo-se deste modo limites de distorção para o elemento de malha que se irá utilizar para a análise. O maior problema destas situações prende-se, essencialmente, nas alterações bruscas da intensidade de tensões numa dada zona, o que provoca resultados bastante sensíveis à forma do elemento (Donald, 2011).

Uma malha mapeada acontece quando a malha é forçada a possuir um padrão especificando o número de nós em todas as arestas do plano ou do volume a ser malhado. Este número de nós irá determinar como é que o interior da área, ou do volume, irá ser preenchido. Assim, é possível esperar um melhor resultado das análises, mais uniforme e uma melhor apresentação da malha (Donald, 2011). Para utilizar este método é necessário que o elemento em estudo possua três ou quatro lados. Uma área que tenha mais do que

4 arestas já não é possível aplicar este método, bem como no caso dos volumes, onde elementos com mais do que seis faces não são possíveis de ser mapeados através deste método (Donald, 2011).

Para saber-se qual a densidade da malha a aplicar no domínio, utiliza-se uma técnica denominada de convergência de malha (Donald, 2011). Aqui é necessário ter um aspeto em conta: quanto maior o número de elementos num objeto, menor a dimensão dos mesmos e, consequentemente, a precisão do modelo aumenta. Para escolher o número de elementos na análise, é necessário ter em conta a distribuição da carga ao longo do objeto, onde, para tal, é possível obter um gráfico teórico de tensão-distância do ponto de aplicação. Dependendo do número de elementos a utilizar na análise, mais precisa poderá ela ser, por exemplo, ao utilizarmos dois elementos na análise aumentamos em 50% a precisão da análise, mas quando alteramos de 8 para 12 apenas obtém-se um aumento de 5% (Donald, 2011), o que poderá não trazer tantos benefícios em comparação com o prejuízo (figura 3.4) decorrente do aumento do tempo e da capacidade de cálculo.

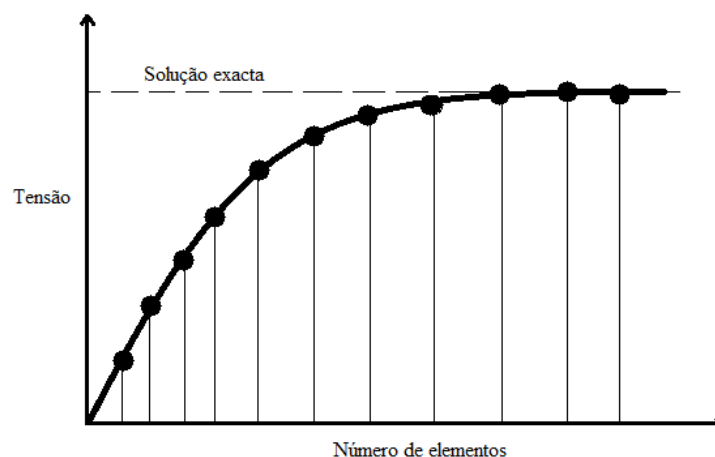


Figura 3.4 – Gráfico de relação do número de elementos na malha com o rigor dos resultados, adaptado de (Donald, 2011).

Para este método da convergência é importante realçar que a malha aplicada para estudar o comportamento do objeto sobre um carregamento local, não poderá ser utilizada para outra carga e região diferentes, tendo obrigatoriamente que voltar a convergir a malha para a nova zona de concentração de tensões (Donald, 2011).

3.5. Carregamentos e Condições de Fronteira

Para definir o estado do problema para uma análise de uma estrutura estática recorre-se à equação matricial 3.1. Aqui a matriz $[K]$ especifica o tipo de elemento, o material do modelo, a malha aplicada e a ligação entre elementos, $\{U\}$ o vetor deslocamento com informação acerca das condições de fronteira, e $\{F\}$ com as condições de carregamento do problema.

$$\begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & k_{1N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{N1} & \cdots & k_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ \vdots \\ U_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_N \end{Bmatrix}$$

Eq. 3.1

Carregamentos

No estudo com elementos finitos, é necessário aplicar cargas para provocar a deformação da estrutura. Estas cargas são aplicadas nos nós dos elementos, onde consoante o tipo aplicado no modelo, existem nós particulares que irão estar sobre esse efeito assumindo um valor finito, e os que não, assumindo o valor zero (Donald, 2011). Caso seja aplicado em todos os nós, como por exemplo o peso do modelo, designa-se de carregamento de peso próprio (*body load*), o que caso seja apenas num plano trata-se de um carregamento superficial e, por fim, apenas num ponto, carregamento pontual (Donald, 2011).

Os carregamentos nas estruturas assumem a forma de forças, momentos, pressões, velocidades, acelerações e excitações periódicas (Donald, 2011).

Forças: São o tipo mais básico de carregamentos, sendo geralmente aplicados em pontos (*keypoints*) ou nós. Quando aplicadas num único nó, poderá originar uma concentração de tensões artificial, pois na prática é impossível aplicar uma força num único ponto apenas. Numa pequena análise linear estática é normal utilizar um único valor na medida de que é aplicado muito lentamente de forma a não experienciar efeitos dinâmicos. Para uma análise com variação no tempo, é normal especificar o tempo *versus* força em forma de gráfico (Donald, 2011).

Momentos: Estes podem ser aplicados diretamente nos nós de elementos que tenham graus de liberdade rotacionais, de uma forma semelhante às forças. Para os elementos sólidos tridimensionais não é possível aplicar os momentos; contudo existe possibilidade

aplicando-os nas faces através de uma sobreposição de outra face com efeitos de elementos de superfície (Donald, 2011).

Pressões: As pressões podem ser aplicadas na superfície de elementos tridimensionais, escolhendo a aresta ou face de aplicação e especificando a sua intensidade (Donald, 2011).

Velocidades: Tal como as forças, a velocidade pode ser aplicada em nós específicos ou em grupos de nós. Velocidades lineares são utilizadas em análises de impacto, onde a velocidade necessita de ser especificada. Em análises estruturais de modelos rotacionais, é requerido o valor da velocidade de rotação deste. Esta pode ser especificada através da origem de um cartesiano global, ou referenciada a um grupo de nós (Donald, 2011).

Aceleração: A mais comum utilizada é a gravidade, que permite entrar em conta com o próprio peso da estrutura. Para experienciar os efeitos do peso do elemento é ainda necessário saber a densidade do material. Aceleração linear pode ser especificada em qualquer direção cartesiana, e a aceleração rotacional é feita nos mesmos moldes que a velocidade rotacional.

Condições de fronteira

As condições de fronteira servem para representar todos os problemas no ambiente de trabalho da peça que não são possíveis definir no modelo, tal como condição de funcionamento, posição da peça, velocidade de trabalho, cargas estáticas ou dinâmicas ponto de aplicação das forças, etc.. É importante não restringir nenhuma deformação que seja possível no problema, bem como rejeitar aquelas que não o são (Donald, 2011).

Existem algumas condições que é necessário ter em atenção e avaliá-las com algum rigor, tais como apoios fixos, apoios simples e constrangimentos de simetria.

Apoios Fixos: Esta condição de fronteira impõe restrições no modelo em todas as direções (encastramento), podendo ser aplicada a nós individuais, em grupos ou em uma região geométrica. É necessário ter em atenção, que na utilização desta condição, poderá ocorrer um efeito de adição de tensões que não pertencem à estrutura em análise (Donald, 2011). Aqui o efeito pretendido é informar que numa determinada zona não existe deformação em nenhuma direção nem um alargar ou estreitar da secção.

Apoios simples: Com este apoio é possível garantir que o modelo se deforme em todos os graus de liberdade, exceto naquele que se pretende restringir (Donald, 2011).

Constrangimentos de Simetrias: Para utilizar-se a simetria, é necessário que tanto a geometria da peça, como as forças aplicadas, sejam simétricas em relação ao plano de simetria. Ao representar-se um modelo simétrico, é necessário representar a outra parte com constrangimentos de simetria (Donald, 2011).

3.6. Análise estática

Neste tipo de análise as forças aplicadas no modelo atuam muito devagar, não permitindo um comportamento dinâmico (Donald, 2011).

Em uma análise linear estática, o material utilizado tem de conter propriedades lineares elásticas, as deformações que sofre são pequenas e não existe alteração do carregamento ao longo do tempo. Para tal, é necessário ter conhecimento do ponto de rotura do material para assim garantir que as forças aplicadas irão estar no domínio elástico. Estas forças têm de ter um valor fixo ao longo de toda a análise, juntamente com as condições de fronteira, sem esquecer que irá experienciar-se apenas pequenas deformações (Donald, 2011).

Uma análise estática também pode ser não-linear. Neste tipo de análise é possível esperar grandes deformações, contato, plastificação, hiper-elasticidade, etc. (Donald, 2011). Apesar de ainda não existirem efeitos dinâmicos, é possível variar o valor das forças ao longo do tempo.

Nas análises não-lineares é possível inserir estágios temporais, cujo objetivo seria dividir a análise em várias etapas, de modo a não experienciar efeitos dinâmicos. Deste modo, os carregamentos não são completamente exercidos no modelo, mas obtém-se um vasto número de soluções cumulativas às deformações, originárias de cada porção de cargas aplicadas, o que garante uma boa estabilidade do programa para uma grande deformação, sem estar a analisá-la por inteiro (Donald, 2011). Este processo permite detetar a altura em que ocorre a rutura do modelo caso as forças aplicadas ultrapassem o limite deste, analisando etapa a etapa.

3.7. Análise modal

A análise modal é utilizada para determinar a frequência natural e modos de deformações associadas da estrutura. É importante a determinação destas frequências para depois serem evitadas durante o período de serviço do modelo em análise. Tipicamente, obtém-se uma lista de frequências e de modos de deformação a que o modelo pode estar sujeito (Donald, 2011). Naturalmente, aqui tem que se contabilizar os efeitos dinâmicos, o que não acontecia na análise anterior. Um aspeto importante para que os resultados sejam fidedignos tem a ver com a representação do modelo, não podendo haver pressupostos de simetria e a distribuição da massa do modelo deve ser feita com o maior rigor possível (Donald, 2011).

Geralmente, esta análise é vista como uma análise linear devido às suas condições, nomeadamente a inexistência de regiões de contacto. Ao contrário da anterior, nesta análise não é necessário a aplicação de forças, visto querermos observar o comportamento natural do modelo. Caso se pretenda observar o comportamento quando submetido a uma tensão, recorre-se inicialmente à análise estática e posteriormente, à análise modal. Pode ainda ser introduzido um amortecimento na estrutura, ou em parte dela (Donald, 2011).

CAPÍTULO 4

4. Análise do caso de estudo

4.1. Descrição geral

O caso de estudo desta dissertação de mestrado está centrado na análise da integridade estrutural de um veio de manivelas, juntamente com o estudo de falhas já ocorridas. Para um estudo pormenorizado, optou-se por analisar os veios de manivelas dos motores principais a *diesel* das fragatas da classe “Vasco da Gama” da Marinha de Guerra Portuguesa. Esta classe de navios abrange 3 fragatas, sendo elas o N.R.P. Vasco da Gama, N.R.P. Alvares Cabral, e N.R.P. Corte Real.

A instalação propulsora destes navios é do tipo *Combined Diesel or Gas* (CODOG), com duas linhas de veios, cada uma com um motor *diesel* do tipo MTU 12V 1163 TB 83 de 3 250 kW de potência máxima contínua, uma turbina a gás modelo LM 2500 da *General Electric* de 19 700 kW de potência máxima contínua, uma caixa redutora da *Renk Tacke* e um hélice de passo variável da *Escher Wyss* associado. Este sistema CODOG permite ter apenas uma instalação a trabalhar no veio de cada vez, e não simultaneamente.

Os motores *diesel* são de fabrico da MTU, constituídos por 12 cilindros dispostos em “V” no bloco, com uma cilindrada unitária de 11,63 dm³. Os dois motores em funcionamento permitem uma velocidade máxima de 19 nós, correspondendo a 60% da potência máxima do navio. É de salientar que esta velocidade dependerá das condições de mar em que o navio se encontra. Este motor possui três estágios de sobrealimentação sequencial, permitindo retirar o melhor rendimento do motor, sendo o ar de sobrealimentação posteriormente arrefecido por um circuito de água salgada. O arrefecimento dos êmbolos é garantido pela circulação do óleo no seu interior.

A escolha destes motores para este estudo deveu-se, em grande parte, ao fato de existir um significativo número de relatórios de problemas nestes motores com o veio de manivelas onde, salvo alguns casos, o veio ficou irrecuperável. Estes casos estão sintetizados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Enumeração dos casos de avarias ocorridos nas fragatas, adaptado de (Borges & Antunes, 2009).

Ano	Navio	Falha	Observações
1992	N.R.P. Álvares Cabral – Motor EB ¹	Moente de manivela nº 3 partida; Cadeira da chumaceira 4 com pernos alongados e porca desapertada; Danos nas chumaceiras nº 4 e 5.	Bloco irrecuperável.
2001	N.R.P. Alvares Cabral – Motor EB	Moente de apoio nº 4 danificado, bem como chumaceiras 5 e 6.	Avaria catastrófica com veio de manivelas irrecuperável.
2004	N.R.P. Alvares Cabral – Motor BB ²	Chumaceira nº 6 danificada e sinais de alguns danos nas outras chumaceiras.	Veio de manivelas irrecuperável.
2004	N.R.P. Corte Real – Motor EB	Chumaceira nº 6 e moente de manivela nº 4 danificados.	Avaria catastrófica com veio de manivelas irrecuperável
2004	N.R.P. Corte Real – Motor BB	Várias chumaceiras com riscos.	Substituição de capas antifricção.
2006	N.R.P. Corte Real – Motor EB	Moente de manivela nº 4 partida; Chumaceira nº 5 e 6 danificadas.	Avaria catastrófica
2008	N.R.P. Alvares Cabral – Motor EB	Chumaceira nº 5 e 6 danificadas.	Avaria catastrófica com veio de manivelas irrecuperável.
2009	N.R.P. Alvares Cabral – Motor EB	Moente de manivela nº 5 danificada.	Motor em substituição no caso anterior; Veio de manivelas irrecuperável.

Salientar ainda que a numeração dos moentes é feita a partir do lado da potência do motor.

De modo a entender-se melhor o que ocorreu em cada navio, irão ser referidos alguns detalhes encontrados em cada caso analisado.

¹ EB – Estibordo, “lado direito” de um navio, visto de cima.

² BB – Bombordo, “lado esquerdo” de um navio, visto de cima.

Na figura 4.1 encontra-se ilustrado um veio de manivelas destes motores. Aqui é possível observar a localização dos moentes e a sua numeração, que é realizada da esquerda para a direita da figura, p.e. moente de apoio 1, moente de apoio 2, moente de manivela 1, etc.

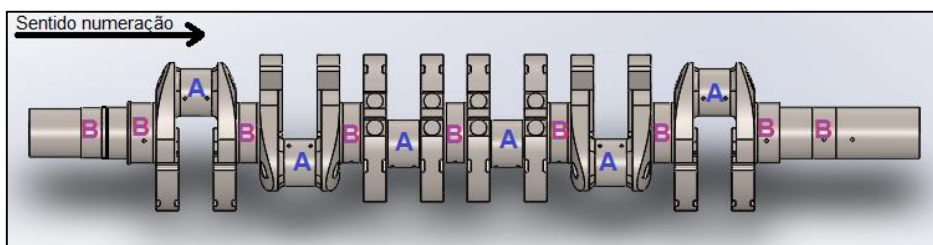


Figura 4.1 – Veio de manivelas com representação dos moentes: A) moente de apoio; B) moente de manivela.

4.1.1. Avarias ocorridas no veio de manivelas do N.R.P. Álvares Cabral

O primeiro caso ocorrido nestes navios ocorreu em 1992, precisamente no N.R.P. Álvares Cabral, sendo este caso ligeiramente diferente dos restantes no que toca à possível causa encontrada, bem como na zona de falha registada. Os restantes casos ocorridos (Tabela 4.1) tiveram sempre em comum a falha no moente de apoio nº6, exceto o último, que, tal como no primeiro, difere nas causas de falha e tem consequências um pouco diferentes dos restantes casos verificados.

4.1.1.1. Falha na chumaceira de apoio nº4 em 1992

Para o estudo da falha realizaram-se alguns ensaios no veio de manivelas, bem como análises visuais e dimensionais em outros componentes do motor. É de referir que neste estudo foram feitas observações em microscópios estereoscópicos e eletrónico de varrimento de algumas amostras retiradas da superfície de fratura, bem como ensaios de dureza *Vickers*.

Tal como descrito na tabela 4.1, a fratura iniciou-se na zona de transição do moente de apoio nº5 para o moente de manivela nº3, ficando o final da falha junto à superfície deste. Em anexo encontram-se as imagens retiradas do relatório (MTU Friedrichshafen, 1992) (Anexo 1).

Moente e capas do apoio nº5: Nesta região não se verificaram danos significativos nem vestígios de sobreaquecimento. Foram detectadas microfissuras na superfície do moente. As capas apresentavam-se ligeiramente danificadas, sem no entanto existir vestígios de sobreaquecimento. Os furos de lubrificação do veio encontravam-se desobstruídos, pelo que descartou-se que a causa de início de falha se tenha devido a tal (falta de lubrificação).

Moente e capas da manivela nº3: Superfície do moente totalmente danificado com fendas profundas, vestígios de arrancamento de material e claros vestígios de sobreaquecimento. As capas mostravam-se totalmente danificadas, com fortes reduções de espessura, intensos arrastamentos de material e vestígios de sobreaquecimento. De acordo com a análise efetuada, tudo indicava como possível causa de falha a falta de lubrificação neste moente.

Moente e capas do apoio nº4: O moente apresentava-se ligeiramente danificado ao longo do perímetro, mas com ausência de sobreaquecimento. Os furos de lubrificação do moente encontravam-se desobstruídos. As capas apresentavam-se danificadas superficialmente nas duas faces interiores. A capa superior apresentava danos uniformes, bem como redução mais acentuada da sua espessura nas zonas de atrito. A cavilha de fixação da capa superior ao bloco estava “degolado”, permanecendo os fragmentos correspondentes nos respetivos alojamentos.

A falha, de acordo com um relatório consultado (Barros, 1992), deveu-se ao desencadeamento de esforços cíclicos do tipo flexão alternada, atingindo uma amplitude máxima entre o apoio nº5 e a manivela nº3. A fratura do veio ocorre por um mecanismo de fratura estático, com pequenas áreas de rotura dúctil. O nível de tensões aqui geradas são elevadas por não se conseguir distinguir indícios de fase I de fadiga. A distância entre “estrias” é grande na fase II (magnitude de tensões alternadas elevada) e a fração da área da superfície de fratura correspondente à propagação instável da fratura é significativa.

Conclusão: Segundo o presente relatório (Barros, 1992), a fratura do veio de manivelas não ocorre devido a problemas estruturais, mas sim devido ao alongamento dos pernos de aperto da chumaceira do moente de apoio nº4, originando esforços de flexão, que são agravados com a redução de espessura da capa inferior provocado por batimentos cíclicos neste apoio. Esta redução provocou um aumento significativo da folga

entre a chumaceira e a capa, permitindo a saída livre do óleo e uma falha na lubrificação nos restantes moentes (Barros, 1992).

4.1.1.2. Falha no moente de apoio nº4 e chumaceiras de apoio nº5 e 6 em 2001

Nesta situação, o veio em causa tratou-se do motor de estibordo, tendo as chumaceiras de apoio nº 5 e 6 ficado danificadas e ocorrido fraturas nos respetivos moentes do veio de manivelas. No relatório final foi constatado pelas várias entidades consultadas para avaliar o caso, nomeadamente a MTU, ISQ, Arsenal Alfeite e MIBA (fabricante das chumaceiras) que teria havido um desempenho pouco eficaz das chumaceiras onde foi registada a falha, apresentando várias causas para o efeito (Antunes & Abreu, 2006):

- Degradação por corpos estranhos nas chumaceiras;
- Falha de lubrificação ou insuficiente desempenho do material antifricção;
- Fraturas no veio de manivelas que, por sua vez, arrancaram aparas do material das capas;
- Presença de erosão ou corrosão das chumaceiras.

4.1.1.3. Falha na chumaceira de apoio nº6 em 2004

Esta avaria deu-se no motor de bombordo. O motor apresentava um total de 15 281 horas de funcionamento e tinha sido sujeito a uma manutenção de tipo W3. Observou-se a presença de partículas metálicas de cor clara (aparas) nos filtros “*auto-clean*” deste motor, tendo-se constatado na altura de que não se tratavam de partículas magnéticas. Com o motor a rodar a ar, verificou-se baixa pressão de óleo, bem como uma velocidade de rotação inferior ao motor de estibordo. Constatou-se que o material encontrado provinha das capas antifricção das chumaceiras de apoio do veio de manivelas. Neste caso, encontrou-se danificada a chumaceira de apoio nº6 e a chumaceira de apoio nº7 apresentava sinais de pequenos danos, tendo o veio de manivelas danos semelhantes à avaria que aconteceu em 2001 (fractura do veio de manivelas). No anexo 2 encontra-se algumas imagens do veio de manivelas, retiradas de (Rodrigues, 2004).

Todo o circuito de óleo apresentava resíduos das capas antifricção, ocorrendo a fusão deste material na zona da falha devido à presença de altas temperaturas no local, sem contudo existirem evidências de altas temperaturas do material. Segundo a peritagem feita na altura, foi referida uma provável perda da película de óleo de lubrificação nas superfícies de trabalho nas chumaceiras danificadas, podendo estar relacionada com a qualidade do combustível e/ou do óleo de lubrificação utilizado. Até ao momento da falha, a substituição do óleo estava a ser feita a cada 130 horas de funcionamento devido à rápida degradação do óleo, quando esta substituição deveria de ser feita às 500 horas (Rodrigues, 2004).

4.1.1.4. Falha no moente de manivela nº5 em 2009

O navio apresentou a 17 de Outubro de 2008 uma avaria catastrófica no motor propulsor de estibordo quando estava a participar em missão em Inglaterra. À chegada a Lisboa, o motor foi enviado para a MTU, na Alemanha, para investigação, tendo resultado numa falha grave na chumaceira de apoio nº 5 e 6. Para resolver o problema num curto espaço de tempo, optou-se por utilizar o motor de estibordo do N.R.P. Vasco da Gama, que se encontrava em reparação no Arsenal Alfeite. No anexo 3 encontram-se várias imagens referentes a este motor, retiradas de (Borges & Antunes, 2009).

Este motor segundo motor encontrava-se com cerca de 30 735 horas de funcionamento e cerca de 5 496 horas depois de ter sofrido a sua última W6. Antes da intervenção, o motor apresentava os filtros de óleo com elementos filtrantes degradados, bem com alguns danos nas chumaceiras de apoio. As capas dos tirantes não foram substituídas na montagem do motor no navio. Aquando dos testes do motor no navio, foi detetado alarme de baixa pressão no circuito de óleo de arrefecimento dos êmbolos. É de referir que nestes testes o motor funcionou cerca de 3 horas, sem qualquer tipo de carga, a 1 045 rpm. Após isto foi efetuada uma rodagem dos filtros “*auto-clean*” de óleo de arrefecimento dos êmbolos e purga da linha de tomada de pressão de óleo, e verificou-se uma estabilização do circuito. No final das provas foi feita nova inspeção aos filtros, observou-se a existência de partículas metálicas, procedendo-se à inspeção do motor (Borges & Antunes, 2009).

Danos verificados no motor substituído:

Moente de manivela nº 5 danificado, apresentando toda a sua superfície muito riscada, arrastamento de material e fissuras superficiais no sentido longitudinal. A cabeça do tirante neste moente apresentava riscos na zona de alojamento da capa com o pino de posicionamento cortado no sentido de rotação da manivela, marcas impressas na superfície de encosto das capas à cabeça do tirante, com possível origem da libertação dos freios de fixação das capas. Estas apresentavam arrastamento de material antifricção bem como desaparecimento de material, no que resulta numa diminuição da sua espessura.

Verificaram-se riscos profundos na periferia da capa da chumaceira nº6 e riscos superficiais na chumaceira nº7, em ambos, exterior ao cone de distribuição de óleo na chumaceira, no lado da manivela nº5 e riscos superficiais na zona central da chumaceira nº8.

Todas as restantes capas encontravam-se com algum desgaste e riscos e os tirantes em estado aceitável.

Conclusão:

A falha do veio de manivelas pode ter tido origem na utilização das capas antigas, juntamente com a sobrecarga do horário de trabalho do pessoal envolvido (devido à urgência do navio), o que pode potenciar a ocorrência de falhas na montagem. É ainda referido no relatório (Borges & Antunes, 2009) na data da reparação, os armazéns do estaleiro Arsenal Alfeite encontravam-se em obras, o que pode levar à introdução de impurezas no motor e deste modo diminuir a qualidade do trabalho.

Segundo averiguações recolhidas, não existiram indícios de falha de lubrificação nas capas, o que faz supor que a causa de falha tenha sido a montagem das mesmas incorreta, nomeadamente a capa do moente de manivela nº5, proporcionando folgas que posteriormente resultam em batimentos cíclicos que conduziram as capas à fractura.

4.1.2. Avarias ocorridas no veio de manivelas do N.R.P. Corte Real

Ao contrário do ocorrido no N.R.P. Álvares Cabral, este navio apresentou sempre o mesmo padrão nas avarias relatadas.

4.1.2.1. Falha nas chumaceiras nos dois motores em 2004

Neste navio ocorreram duas avarias no veio de manivelas, tendo-se verificado falha em primeiro lugar, e com maiores danos, no motor de estibordo, e posteriormente no motor de bombordo.

Na altura da falha, o motor de EB contava com 18 318 horas de funcionamento quando acusou alarme de baixa pressão de óleo de arrefecimento dos êmbolos, observando-se uma libertação de gases pelas válvulas de segurança do cárter, juntamente com um ruído anormal (Borges & Antunes, 2005). Detetou-se uma alteração de cor, em tons azulados, da cabeça dos tirantes A4 e B4. No anexo 4 encontram-se as imagens do caso referido.³

Por precaução inspecionou-se o motor de bombordo, tendo-se encontrado pequenas partículas metálicas nos filtros de óleo. Este motor tinha no momento 18 400 horas de funcionamento.

Motor de estibordo: o veio de manivelas apresentava as seguintes características de falha:

- Moente de apoio nº6 danificado, com fendas e sinais de arrastamento de material;
- Moente de manivela nº4 danificado, com múltiplas fissuras e arrastamento de material e alteração da cor do aço na zona dos braços, indicando sujeição a altas temperaturas.

A cadeira de suporte da chumaceira de apoio nº6 apresentava-se danificada, com marcas circulares imprimidas. As capas desta apresentavam-se danificadas, com forte arrastamento de material antifricção e zonas de contato entre o aço do apoio e o moente. O pino de posicionamento da capa no bloco encontrava-se cortado e a meia capa superior agarrada ao moente do veio de manivelas.

³ Imagens gentilmente cedidas pela Direção de Navios, Marinha.

As capas da chumaceira de apoio nº5 apresentavam riscos e desgaste acentuado. As restantes capas apenas apresentam alguns riscos, particularmente nas capas inferiores.

Motor de bombordo: Todas as capas do veio de manivelas apresentam sinais visíveis de desgaste, em particular nas capas dos apoios nº1, 6, 7 e 8, bem como alguns riscos nas capas dos apoios nº2 e 3.

Conclusão: A falha ocorrida no motor de estibordo pode ter-se devido a uma lubrificação insuficiente dos apoios do veio de manivelas por redução da secção média ao longo do circuito de lubrificação provocada pela deposição de resíduos, à inadequação do óleo para as características de funcionamento do motor, ou ainda à combinação de todos estes fatores.

A qualidade do combustível pode de alguma forma ter contribuído para aumentar a formação de resíduos no óleo e consequentemente acelerar o processo da sua degradação.

4.1.2.2. Falha no moente de manivela nº4 em 2006

Semelhante ao ocorrido neste navio em 2004, foi detetada a avaria no veio de manivelas do motor de estibordo através de um alarme de baixa pressão de óleo de arrefecimento dos êmbolos deste motor, acompanhado de vibrações anormais do navio (Antunes & Abreu, 2006). No anexo 5 encontram-se as imagens das zonas danificadas no veio de manivelas.

No local foi observado uma libertação de vapores de óleo para o módulo com as varetas de nível de óleo fora da sua posição, uma diminuição do nível de água de refrigeração no tanque de expansão, presença de limalhas de grande dimensão e de fragmentos de metal no cárter, detetando-se serem magnéticas. Estas partículas não foram encontradas nos filtros.

O veio de manivelas encontrava-se fraturado no moente de manivela nº4 e as cabeças dos tirantes dos cilindros nº4 com fortes sinais de degradação, bem como as suas capas esmagadas. A saia da camisa dos cilindros nº4 fraturada.

Através de endoscopia, observaram-se danos nos moentes de apoios 5 e 6 que envolvem o monte de manivela 4. As chumaceiras destes dois moentes apresentam deformação plástica proveniente de esmagamento, descoloração devido a presença de

altas temperaturas e um grande desvio de paralelismo. As capas destes apoios desgastaram-se e rodaram no alojamento do bloco, ficando a do nº5 totalmente esmagada no moente. Nas restantes capas dos apoios apenas é visível alguns riscos sem a presença de partículas estranhas.

No lado livre do veio de manivelas, o maior diâmetro da zona de assentamento do amortecedor de vibrações apresenta severos sinais de batida.

O braço da manivela nº8 (entre o moente de manivela nº4 e o moente de apoio nº6) apresentava-se fraturado na zona de transição, superfícies de fratura com sinais de martelagem e deformação elevada. A fratura teve início numa fissura térmica no moente de manivela nº4, na zona de transição em direção ao braço da manivela nº8.

Não foram detetadas anomalias no sistema de injeção, evacuação de gases, alimentação de ar e sistema de lubrificação. O veio em questão datava aproximadamente 27 000 horas de funcionamento, tendo trabalhado até 2004 no motor de bombordo do N.R.P. Vasco da Gama.

A análise realizada pela MTU indicava como possível causa da avaria uma deposição de partículas na chumaceira de apoio nº4, provocando a degradação da mesma, conduzindo a rotação das respetivas capas, acabando por obstruir a passagem do óleo para o moente de manivela nº3, danificando-o. A degradação da chumaceira nº4 origina um aumento de folga nela própria, resultando em batimentos cíclicos que provocaram a cedência do material.

4.2. Fatores a entrar em conta no estudo

Dos casos analisados anteriormente, cada relatório referente a cada situação de falha apontava vários fatores e condições de trabalho do motor que poderiam contribuir direta ou indiretamente para a ocorrência da falha.

Um dos possíveis problemas que tem vindo a ser referido em quase todos os relatórios é referente à qualidade do óleo de lubrificação utilizado nestes motores.

4.2.1. Combustível e óleo de lubrificação

O primeiro caso de falha no veio de manivelas em que se relata a fraca qualidade de lubrificação do óleo ocorre em 2001. Segundo alguns dados recolhidos nessa época, tinha-se decidido alguns anos antes, e até aos dias de hoje, fazer a alteração quer do fornecedor do óleo de lubrificação quer do combustível utilizado a bordo das fragatas, ambos para um produto mais barato no mercado e possivelmente de mais baixa qualidade. Contudo esta situação não foi totalmente provada, visto não existir concordância entre conclusões das várias entidades que se dedicaram ao estudo desta problemática, nomeadamente a MTU que é a fornecedora dos motores e como tal, recomenda única e exclusivamente óleo e combustível por si definidos, a GALP que é a principal fornecedora destes dois produtos de substituição, e ainda algumas análises feitas pela Direção de Abastecimento da Marinha.

No que toca ao estudo da falha, tanto o Instituto de Soldadura e Qualidade (ISQ) como a MTU relatam como origem desta, uma deficiência na lubrificação do veio provocado pela sua fraca qualidade, ou pela sua rápida degradação. Esta última pode dever-se à excessiva libertação de resíduos carbonosos por parte da queima do combustível, por este ser de fraca qualidade (com mais impurezas), do que o anteriormente utilizado, ficando estas impurezas alojadas no circuito de lubrificação aquando do arrefecimento dos êmbolos bem como das camisas, degradando o óleo e entupindo o circuito. Devido a esta degradação acelerada, o óleo tem vindo a ser substituído prematuramente às 130 horas de funcionamento, quando o fabricante estipula como tempo mínimo de funcionamento 500 horas de funcionamento.

Um outro pormenor importante referente à degradação do óleo é a condução do motor, nomeadamente os regimes de funcionamento impostos. Estes motores são utilizados em diferentes regimes, com variações frequentes e sem padrão definido. Por diversas ocasiões na manobra do navio utiliza-se a curva ECS (aceleração rápida) com parâmetros não-estáveis do motor, levando a uma degradação acelerada do óleo e dos seus componentes mecânicos do motor (Rodrigues, 2004).

Uma possível alteração, que poderia ter solucionado o problema da degradação do óleo, teria sido a instalação de centrifugadores de óleo a bordo, tal como existe em outros navios, nomeadamente nas corvetas, o que permitia prolongar o tempo de vida do óleo.

4.2.2. Instalação propulsora

Por vezes a própria instalação propulsora poderá ter alguns pormenores de construção ou de utilização, que permitem a ocorrência de algum desgaste não previsto pelo construtor e conduzir a uma degradação acelerada da instalação.

Um pormenor de construção, que poderá ser relevante, refere-se às caixas redutoras de velocidade das fragatas. Tanto os motores como as turbinas têm o mesmo sentido de rotação, enquanto os hélices têm sentidos de rotação opostos. Isto acontece por existir mais uma engrenagem na caixa redutora de estibordo do que na de bombordo, de modo a inverter o sentido de rotação do motor e da turbina de estibordo (figura 4.2). Assim, é possível ter os dois hélices a girar “para dentro” de modo a anular o binário indutor de guinada resultante do "arrasto" das pás do hélice.

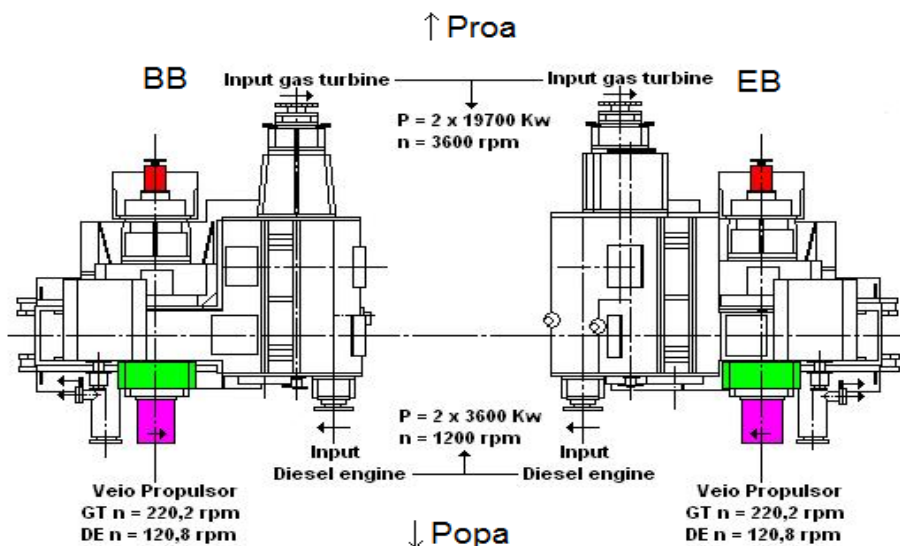


Figura 4.2 – Caixa Redutora, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1993)

Na Marinha Portuguesa existe uma política de poupança de combustível, que propicia a redução dos gastos na condução da instalação. Estas fragatas foram inicialmente concebidas para funcionarem maioritariamente a Turbinas a Gás e apenas se requeria a utilização dos motores para manobras que requeressem pequenas velocidades, tais como entradas e saídas de portos, por exemplo. Contudo, tal não tem vindo a acontecer, utilizando-se os motores *diesel* em quase todos os cenários, resultando em uma utilização superior à qual eles foram inicialmente projetados. Esta prática vem provocando ao longo do tempo uma degradação dos componentes dos motores *diesel*, o

que origina uma necessidade de manutenções mais frequentes. Contudo, no projeto original de construção não constava a necessidade de se realizarem grandes intervenções de manutenção onde fosse necessário o motor sair fora de bordo (fonte: Arsenal Alfeite, S.A.).

Outro aspeto a ter em conta prende-se no deslocamento do navio no seu início de entrada ao serviço e o seu deslocamento atual. Nas características gerais destes navios foi indicado um deslocamento de 3 300 toneladas, o que, com o passar dos anos, tem vindo a sofrer alterações, nomeadamente no que diz respeito a equipamentos, material diverso, indispensável ao funcionamento do navio, material pessoal da guarnição, e ainda tinta de revestimento do navio. Somando todos estes fatores, facilmente se conclui que o navio se encontra com um deslocamento significativamente maior, o que influencia indiretamente a carga a que os motores irão estar sujeitos, i.e., a componente humana irá requerer o mesmo tipo de resposta por parte da instalação propulsora, podendo colocar o motor em grande esforço de trabalho, reduzindo o tempo de vida útil dos seus componentes, nomeadamente o veio de manivelas.

CAPÍTULO 5

5. Materiais e Métodos

5.1. Material do veio de manivelas

Para que fosse possível analisar com a melhor precisão possível o veio de manivelas das fragatas, foi necessário determinar o material de que era fabricado, a sua composição química e as suas principais propriedades mecânicas. Isto foi possível através da consulta dos relatórios dos casos de falhas ocorridos.

O material do veio de manivelas em análise é um aço ligado 34CrNiMo6 (MTU Friedrichshafen, 1992), também designado por AISI 4340. O aço do veio de manivelas apresenta uma estrutura de martensite fina, com uma têmpera realizada por meio de água e óleo, resultando em um tratamento de endurecimento da superfície dos moentes com cerca de 6 mm de profundidade (figura 5.1). As suas principais características estão presentes na Tabela 5.1.

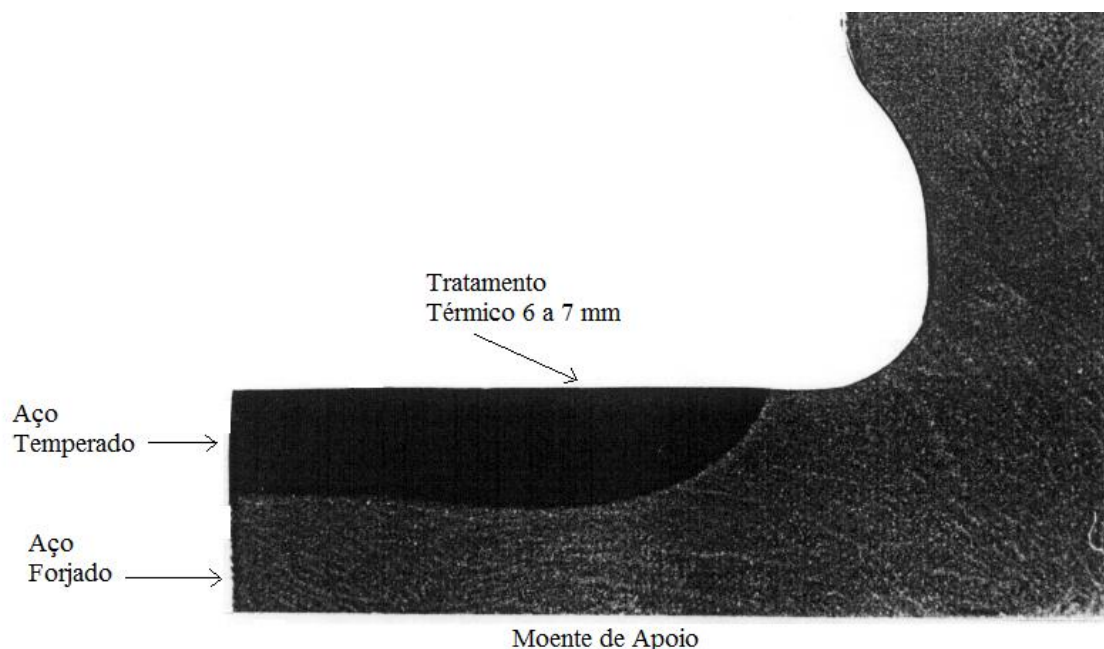


Figura 5.1 – Tratamento do material nos moentes de apoio, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

Tabela 5.1 – Características do material, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

Tensão de Rotura	Tensão de Cedência	Redução de área	Ductilidade	Resistência ao impacto por entalhe
N/mm ²	N/mm ²	%	%	J
970....1080	815	62	16	50

A partir da tabela 5.1 é possível concluir que o material de que é constituído o veio de manivelas possui uma muito boa resistência mecânica. Salienta-se ainda que os valores anteriormente referem-se ao veio de manivelas no geral, e não a uma zona específica deste. Na tabela 5.2 apresenta-se a sua composição química, obtida através de análise espectral.

Tabela 5.2 – Composição química do material em %, adaptado de (MTU Friedrichshafen, 1992)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al
0,35	0,26	0,59	0,10	0,12	1,61	0,29	1,59	0,006

5.2. Modelação do veio de manivelas

Para dar início ao estudo do veio de manivelas nos seus regimes de funcionamento, foi fundamental transpor o veio real para um modelo virtual em três dimensões. Para tal, foi necessário ter conhecimento das dimensões deste, sendo que algumas das dimensões e respetivas tolerancias dimensionais foram obtidas a partir de alguns desenhos do fabricante (MTU). Contudo como muitas das cotas não estavam disponíveis nos desenhos consultados, houve que fazer medições a partir de um veio de manivelas que se encontrava no AA para abate. Deste modo, foi possível obter as dimensões presentes no apêndice 1 e reproduzir o veio em três dimensões no programa informático de desenho assistido por computador *Solidworks*®.

O motor é composto por 12 cilindros dispostos em “V”, o que indica que o veio de manivelas terá 6 moentes de manivela (figura 5.2), ligando dois êmbolos a cada moente de manivela (um êmbolo de cada banca). Por se tratar de um número par de moentes, e olhando para a arquitetura do veio, é possível constatar que o veio possui simetria, ou

seja, a disposição dos primeiros três moentes será simétrica aos restantes (figura 5.2). Contudo, as duas extremidades do veio apresentam geometrias diversas, motivo pelo qual a modelação de apenas metade do veio de manivelas e o seu estudo através do MEF com uma condição de simetria não foram realizadas.

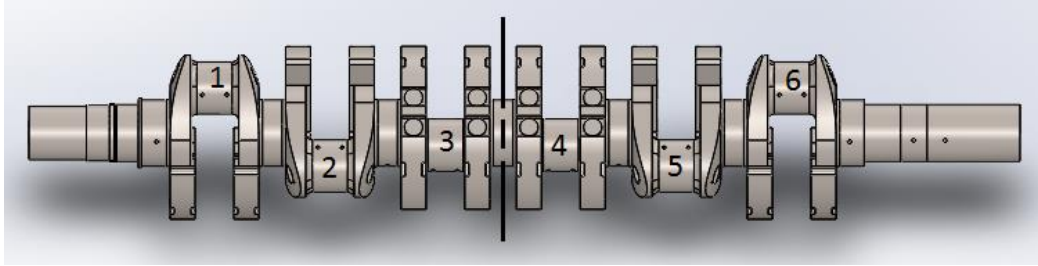


Figura 5.2 – Veio de manivelas com numeração dos moentes de manivela e eixo de simetria em relação a estes.

Através da figura 5.2, é também possível observar que os três primeiros moentes de manivela encontram-se em fases diferentes. Estas fases correspondem à ordem de combustão dos êmbolos do motor, sendo a seguinte: A1-B1-A4-B4-A2-B2-A6-B6-A3-B3-A5-B5 (MTU Friedrichshafen, 1993).

Conforme referido anteriormente (Figura 1.6), este motor tem duas bancas de êmbolos (A e B) dispostas em “V”, pelo que o ângulo de intervalo entre ignições (AFI) será de 60° (equação 5.1), onde cy será 4, por se tratar de um motor a 4 tempos, e n o número de cilindros do motor (Queiroz, 2015). Como cada ignição ocorre 60° depois da anterior, facilmente se conclui que entre cada moente de manivela existe uma diferença de ignição de 120°, comprovando-se, pela arquitetura do próprio veio de manivelas, que este se encontra com todos os êmbolos intervalados de 120° (figura 5.3).

$$AFI = \frac{180 \times cy}{n}$$

Eq. (5.1)

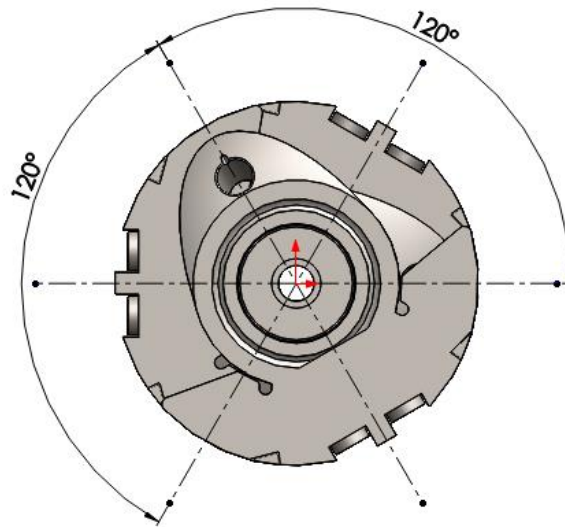


Figura 5.3 – Intervalo entre moentes de manivela.

Com esta informação foi possível simular os 12 tempos de ignição que ocorrem no veio de manivelas através da sua rotação a cada 60° (figura 5.4). É de salientar que para um ciclo de combustão completo, o veio de manivelas executa duas rotações, i.e., desde o início de A1 até ao fim de B5 o veio executa 720° (tabela 5.3).

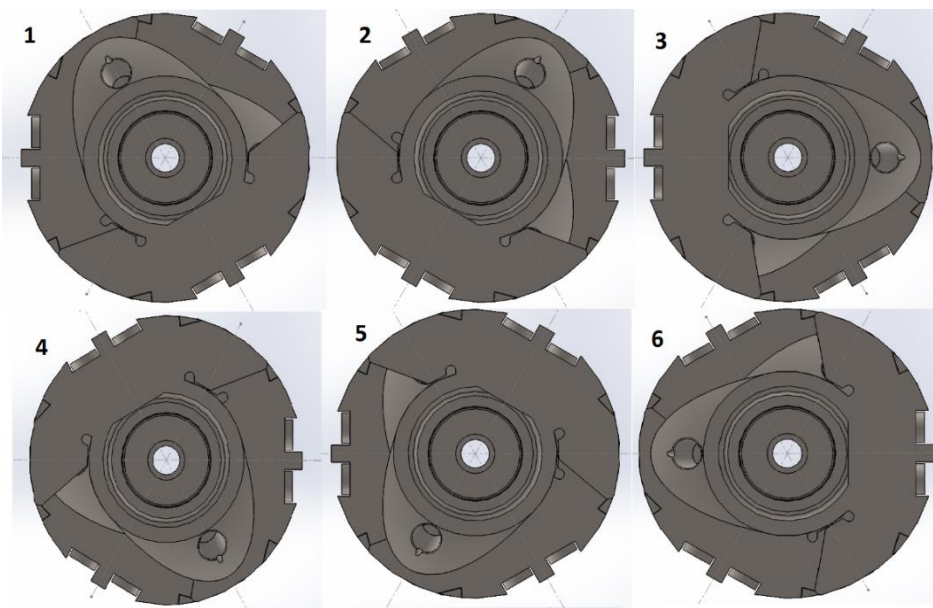


Figura 5.4 – Vários inícios de ignição consoante ângulo de rotação do veio.

Em suma, sabendo o intervalo de ignição entre êmbolos e a posição de cada moente de manivela para cada rotação do veio, obteve-se toda a sequência de combustão, bem como todos os tempos em cada êmbolo do motor (tabela 5.3).

Tabela 5.3 – Tempos de combustão.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
	A1	B1	A4	B4	A2	B2	A6	B6	A3	B3	A5	B5			
0	Admissão	Escape	Escape	Escape	Combustão	Combustão	Combustão	Compressão	Compressão	Compressão	Admissão	Admissão			
30		Admissão			Admissão			Escape			Combustão		Combustão	Compressão	Compressão
60															
90															
120	Compressão	Admissão	Admissão	Admissão	Escape	Escape	Combustão	Combustão	Combustão	Compressão	Compressão				
150															
180															
210															
240	Compressão	Compressão	Admissão	Admissão	Admissão	Escape	Escape	Combustão	Combustão	Combustão	Combustão				
270															
300															
330															
360	Combustão	Compressão	Compressão	Compressão	Admissão	Admissão	Admissão	Escape	Escape	Combustão	Combustão				
390															
420															
450															
480	Combustão	Combustão	Compressão	Compressão	Compressão	Compressão	Admissão	Admissão	Admissão	Escape	Escape				
510															
540															
570															
600	Escape	Escape	Combustão	Combustão	Combustão	Combustão	Compressão	Compressão	Admissão	Admissão	Admissão				
630															
660															
690		Admissão										Escape	Escape	Escape	Combustão

5.3. Determinação de forças

Para realizar a análise pelo método dos elementos finitos (MEF) foi necessário determinar as forças presentes no veio de manivelas durante o seu funcionamento normal. Para tal, determinaram-se não só as forças que os êmbolos executam no veio durante o tempo de explosão, como também durante os outros três tempos. Este ponto é bastante importante, não sendo correcto desprezar as forças actuates durante os tempos de compressão ou de escape, pois dentro da câmara de combustão dos êmbolos, nestas fases, existem pressões elevadas que irão provocar resistência, ou o impulsionar do movimento do veio, atuando posteriormente neste por transmissão de forças. Neste sentido, é necessário recorrer à tabela 5.3 e à figura 5.4 para determinar, em cada fase de rotação do veio, o tempo do ciclo de combustão presente em determinado êmbolo.

Outro aspeto a ter em conta nesta etapa é o funcionamento dos sobrealimentadores. Estes motores possuem três sobrealimentadores incorporados, designadamente B2, A1 e B1, entrando em funcionamento em condições diferentes. Inicialmente, o motor arranca e mantém-se com B2 ativo até atingir as 800 rotações por minuto (rpm), passando a ficar ativos B2 e A1. Finalmente a partir das 1100 rpm, o motor encontra-se com B2, A1 e B1

ativos, podendo, deste modo, atingir a sua condição máxima de 1 200 rpm (MTU Friedrichshafen, 1993).

Para a obtenção das forças atuantes nos êmbolos, é necessário obter a área da superfície do êmbolo onde a força é aplicada, bem como as pressões no interior da câmara de combustão. Para o cálculo da área é conhecido o diâmetro do êmbolo ($D=230\text{mm}$), pelo que facilmente se calcula o valor de $A_{\text{êmbolo}}=4,1548 \times 10^{-2} \text{m}^2$.

O valor das pressões em cada tempo do ciclo foram obtidos através dos vários gráficos P-V, dependentes da variação da taxa de combustão (r_c), e para cada estágio de sobrealimentadores a partir de (Neto, 2012).

Finalmente, com o valor da área do êmbolo e com os valores da pressão aplicada nessa área, obtém-se o valor da força exercida em cada êmbolo, em cada fase de rotação do veio de manivelas.

5.3.1. Sobrealimentador B2

A primeira situação refere-se ao primeiro estágio, i.e. à condição mínima de carregamento do motor, funcionando com apenas um sobrealimentador ativo (B2). Através do gráfico da figura 5.5 é possível obter os valores de pressão na câmara de combustão para todos os 4 tempos do ciclo real misto *Diesel*.

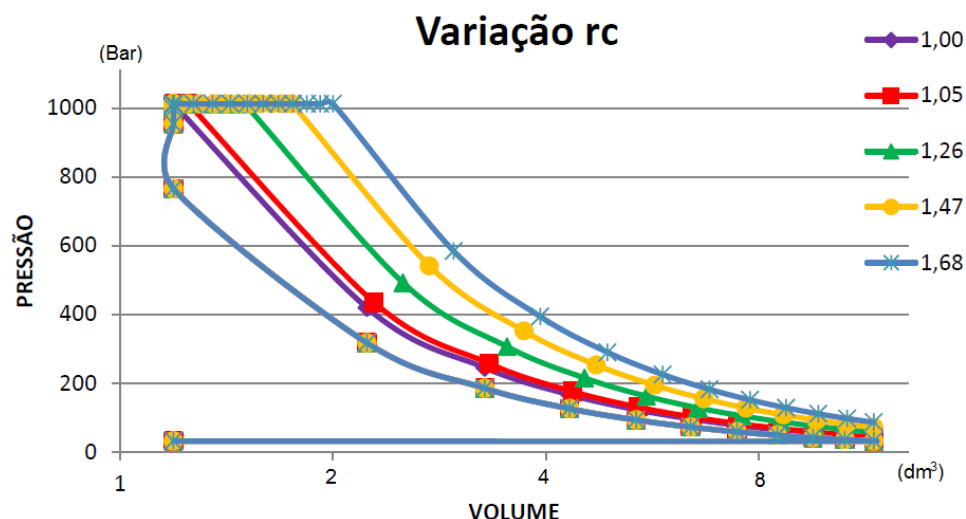


Figura 5.5 – Ciclo Misto com variação de r_c (diferentes cores) para o sobrealimentador B2 (Neto, 2012).

A compilação dos valores de pressão obtidos a partir dos gráficos da figura 5.5, e o respetivo cálculo das forças, estão representados na tabela 5.4. É de salientar ainda o interesse do cálculo da força para posições intermédias do veio de manivelas, nomeadamente para uma rotação de 0°, 60°, 120°, e 180°, repetindo-se sempre até aos 720°. Estes valores de rotação foram escolhidos tendo em conta a posição dos moentes da figura 5.4.

Tabela 5.4 – Valores de força e pressão para cada tempo do ciclo do motor com B2 ativo.

	Admissão	Compressão	Combustão	Escape
Pressão Máxima	50 Bar	770 Bar	1050 Bar	80 Bar
Pressão Mínima	1,2 Bar	50 Bar	120 Bar	1 Bar
Força Máxima	207,74 kN	3199,2 kN	4362,54 kN	332,38 kN
Força a 120°	195,56 kN	2202,04 kN	1786,57 kN	113,56 kN
Força a 60°	100,27 kN	1204,89 kN	3074,55 kN	222,97 kN
Força Mínima	4,99 kN	207,74 kN	498,58 kN	4,15 kN

Pelos dados do protocolo do motor, obtidos num banco de ensaios, obteve-se um valor de potência efetiva do motor de cerca de 1 820 kW, para uma rotação de 700 rpm (MTU Friedrichshafen, 1989) valores que permitem calcular um valor do momento torsor efetivo de 24,83 kN.m pela equação 5.2, onde T é o momento torsor efetivo, P a potência efetiva, e ω a velocidade angular, em radianos.

Eq. (5.2)

$$T = \frac{P}{\omega}$$

5.3.2. Sobrealimentador B2 e A1

Nesta segunda condição, o motor encontra-se em funcionamento com dois sobrealimentadores ativos, B2 e A1. Tal como foi realizado para a primeira situação (apenas com B2), aqui irá recorrer-se ao gráfico P-V correspondente (figura 5.6).

Os valores obtidos tanto de pressão, como da força exercida, estão presentes na tabela 5.5.

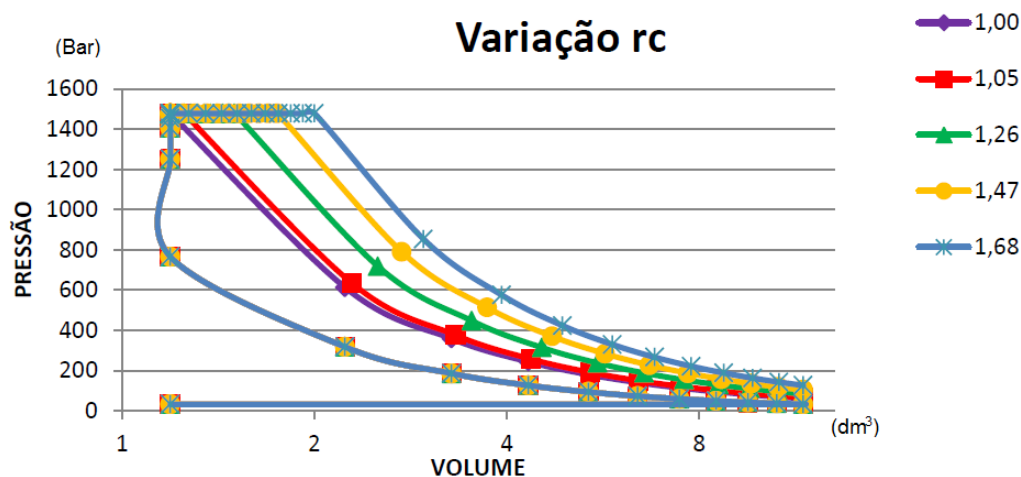


Figura 5.6 - Ciclo Misto com variação de r_c para os sobrealimentadores B2 e A1 (Neto, 2012).

Tabela 5.5 - Valores de força e pressão *para cada tempo do ciclo do motor com B2 e A1 ativos.

	Admissão	Compressão	Combustão	Escape
Pressão Máxima	80 Bar	780 Bar	1500 Bar	140 Bar
Pressão Mínima	1,8 Bar	80 Bar	160 Bar	1 Bar
Força Máxima	332,38 kN	3240,74 kN	6232,2 kN	581,67 kN
Força a 120°	224,079 kN	2271,29 kN	2520,58 kN	192,52 kN
Força a 60°	115,779 kN	1301,83 kN	4376,39 kN	389,16 kN
Força Mínima	7,479 kN	332,38 kN	664,77 kN	4,15 kN

Consultando o protocolo do motor atrás mencionado e aplicando a equação 5.2, para uma rotação de 900 rpm obtém-se um valor de 2590 kW, que por sua vez resulta num momento tursor de 27,48 kN.m.

5.3.3. Sobrealimentadores B2, A1 e B1

Finalmente, na terceira situação o motor encontra-se na sua capacidade máxima com os três sobrealimentadores ativos. Aplicando o método descrito nas duas situações anteriores, e a partir do gráfico da figura 5.7 obtiveram-se os valores que constam da tabela 5.6.

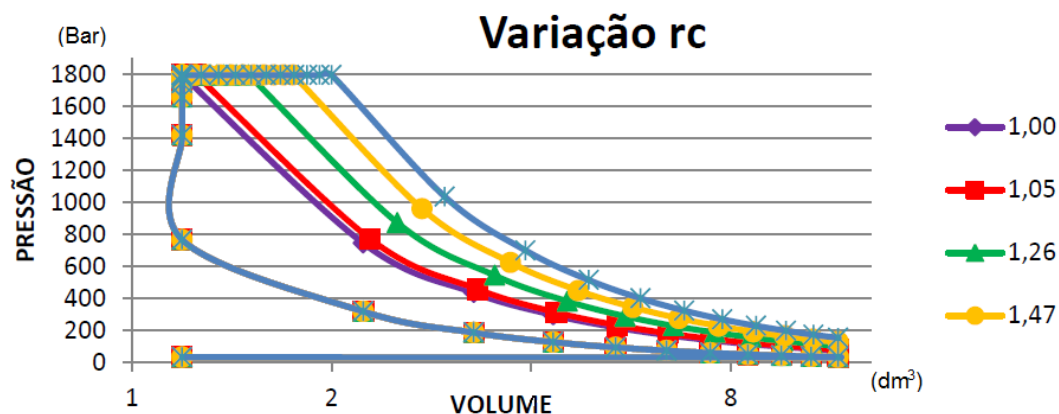


Figura 5.7 -- Ciclo Misto com variação de rc para os sobrealimentadores B2, A1 e B1 (Neto, 2012).

Tabela 5.6 - Valores de força e pressão para cada tempo do ciclo do motor com B2, A1 e B1 ativos.

	Admissão	Compressão	Combustão	Escape
Pressão Máxima	100 Bar	800 Bar	1800 Bar	150 Bar
Pressão Mínima	2,7 Bar	90 Bar	180 Bar	1 Bar
Força Máxima	415,48 kN	3323,84 kN	7478,64 kN	623,22 kN
Força a 120°	280,73 kN	2340,54 kN	2991,45 kN	210,51 kN
Força a 60°	145,97 kN	1357,23 kN	5235,05 kN	416,86 kN
Força Mínima	11,217 kN	373,93 kN	747,86 kN	4,15 kN

Nesta fase, como se está a representar o motor na sua condição máxima de funcionamento, para a equação 5.2 utilizou-se uma velocidade angular de rotação de 1200 rpm e uma potência efetiva de 3 600 kW, obtendo-se um momento tursor de 28,65 kN.m.

5.4. Aplicação do método dos Elementos Finitos

Para o início do estudo pelo método dos elementos finitos foi necessário determinar e definir as condições de fronteira, as forças aplicadas, a malha de elementos finitos a utilizar e o modelo do material.

As condições de fronteira do veio de manivelas consistem nos apoios do bloco onde o veio irá estar apoiado, mas permitindo a sua rotação. Como tal, optou-se por definir a condição de fronteira de tipo *Fixed Hinge* para as chumaceiras dos apoios do motor. Esta

condição permite tanto a rotação do veio, como o grau de liberdade vertical. É de salientar que o veio de manivelas possui 9 chumaceiras de apoio, sendo necessárias nove condições definidas (figura 5.8). Para restringir o deslocamento do veio segundo a direcção longitudinal, mas poder aplicar-se o momento torsor calculado anteriormente, optou-se por fixar uma das extremidades do veio, neste caso no extremo da distribuição com a condição *Fixed*, e no extremo oposto com a condição *Roller/Slider* (figura 5.9). A primeira condição irá restringir a translação do veio segundo os três eixos principais na face aplicada, e a segunda condição irá restringir o movimento/translação do veio segundo o grau de liberdade vertical, mas mantendo livres os movimentos segundo os graus de liberdade horizontal e longitudinal. As condições de fronteira estão representadas na figura 5.8, através de caracteres de cor verde, bem como os pontos de apoio, onde se encontram as chumaceiras de apoio, que estão devidamente numeradas.

As condições de fronteiras estabelecidas no veio foram iguais em todas as análises efetuadas.

No que diz respeito à malha de elementos finitos, optou-se por introduzir uma malha de elementos tetraédricos, com dimensões compreendidas entre os 19,67 mm e os 98,37 mm, um número máximo de 8 nós por elemento (elementos quadráticos), e uma razão de crescimento dos elementos de cerca de 1.6. Estas definições permitiram criar uma malha mais refinada nos pontos de interesse, tais como boleados e furos de lubrificação, e mais esparsa nos pontos com menores gradientes de deformação e de tensões.

O padrão da malha de elementos finitos é possível de observar na figura 5.8.

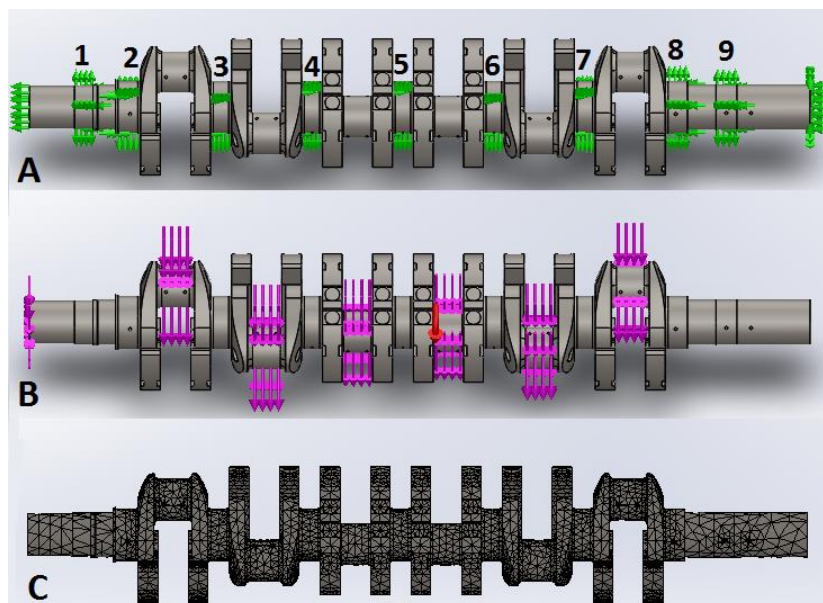


Figura 5.8 – Método de elementos finitos: A – condições de fronteira e moentes de apoio; B – forças aplicadas no veio; C – malha de elementos utilizada.

Para definir as forças no veio de manivelas, foi necessário ter alguns aspetos em atenção. Como já foi referido, o motor possui três estágios de sobrealimentação, que, por sua vez, irão variar as forças presentes nos êmbolos. Tendo esse aspeto em consideração, o valor destas forças não será constante entre análises no mesmo êmbolo, tendo-se aplicado os valores calculados e apresentados nas tabelas 5.4, 5.5 e 5.6.

O veio de manivelas está sujeito a elevadas rotações por minuto, o que se traduz numa aceleração centrífuga necessária de ser introduzida na simulação, juntamente com o sentido de rotação deste. Esta condição de carregamento encontra-se representada na figura 5.8 com cor vermelha, juntamente com o seu sentido de rotação.

Por fim, como o veio de manivelas produz um momento torsor de potência, é relevante introduzi-lo na extremidade de potência do veio, no mesmo sentido da rotação do veio. Esta força, juntamente com as forças aplicadas pelos êmbolos, encontra-se representada de cor lilás, juntamente com a direção de aplicação (figura 5.8).

Ao contrário dos valores, as direções das forças serão as mesmas para as várias análises entre sobrealimentadores, variando consoante a posição de rotação do veio. Deste modo é necessário definir 6 posições diferentes para as forças, representadas na figura 5.9 e aplicadas nos moentes de manivelas.

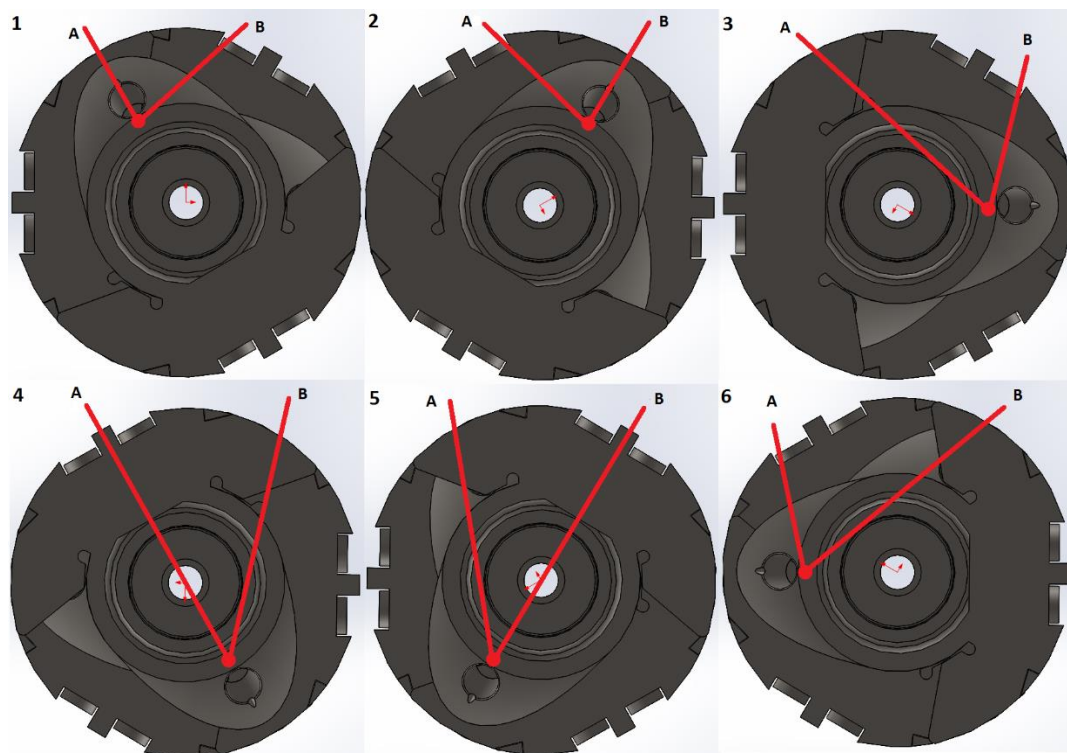


Figura 5.9 – Direção de aplicação das forças dos êmbolos consoante a rotação do veio de manivelas; A – banca de cilindros A; B – banca de cilindros B.

Por fim, para completar a definição da análise foi necessário definir o modelo material. Neste estudo foi decidido realizar uma análise estática, do tipo não-linear, devido às elevadas forças presentes no veio de manivelas, o que se traduzia em valores de tensões induzidos superiores à tensão de cedência do material e em grandes valores de deformação.

Como tal, é necessário definir uma curva tensão- extensão (*Stress-Strain* (S-S)) para o material da análise (Figura 5.10). Como já foi referido, o material constituinte do veio de manivelas é designado de 34CrNiMo6, sendo na norma americana denominado de AISI 4340.

Para criar a curva S-S recorreu-se aos dados da tabela 5.1, que por sua vez origina o gráfico com a curva S-S presente na figura 5.10.

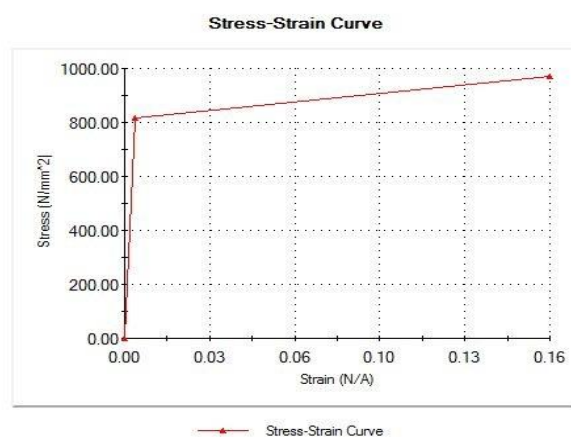


Figura 5.10 – Curva S-S do material utilizado.

5.5. Análises e Resultados

As análises numéricas efetuadas consistiram num total de 36 análises de tipo não-linear, uma análise das primeiras cinco frequências e cinco modos de vibração e uma análise de propagação da falha no material.

5.5.1. Análises não-lineares

As 36 análises não-lineares encontram-se divididas em três grupos, i.e., divididas para cada estágio de sobrealimentadores. Em cada estágio existem 12 análises, correspondentes à ordem completa do tempo de combustão dos êmbolos. Para uma rápida e fácil explicação das análises, estas foram identificadas pelas letras A, B e C para análises com 3, 2 e 1 sobrealimentadores, respetivamente. Dentro de cada grupo de análises, estas foram numeradas de 1 a 12 para cada tempo de rotação do veio, i.e. no caso de utilização de um sobrealimentador, as análises desta etapa iriam estar de C1 a C12, e assim sucessivamente.

Em todas as análises realizadas foram recolhidos valores de tensão em 15 pontos diferentes do veio, nomeadamente nos moentes das manivelas (6) e nos moentes de apoio (9). Na tabela 5.7 estão representados esses valores correspondentes ao “melhor” (C4) e ao “pior” caso (A6) registados, respetivamente. Na figura 5.11 é possível observar os

locais de origem dos valores da tabela referida. Os valores obtidos representam as tensões equivalentes de *VonMises*.

Tabela 5.7 – Valores da análise C4 e A6, respetivamente.

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	48,7	1	Moente Apoio 1	298,3
2	Moente Apoio 2	311,6	2	Moente Apoio 2	745,9
3	Moente Manivela 1	566,1	3	Moente Manivela 1	152
4	Moente Apoio 3	603	4	Moente Apoio 3	900,7
5	Moente Manivela 2	455	5	Moente Manivela 2	970,9
6	Moente Apoio 4	825,8	6	Moente Apoio 4	965,4
7	Moente Manivela 3	629,2	7	Moente Manivela 3	1028
8	Moente Apoio 5	817,6	8	Moente Apoio 5	983,2
9	Moente Manivela 4	681,7	9	Moente Manivela 4	1020
10	Moente Apoio 6	667,4	10	Moente Apoio 6	990,9
11	Moente Manivela 5	550,5	11	Moente Manivela 5	1099
12	Moente Apoio 7	653,6	12	Moente Apoio 7	1026
13	Moente Manivela 6	544,3	13	Moente Manivela 6	1027
14	Moente Apoio 8	667,8	14	Moente Apoio 8	885,3
15	Moente Apoio 9	485,5	15	Moente Apoio 9	933,4

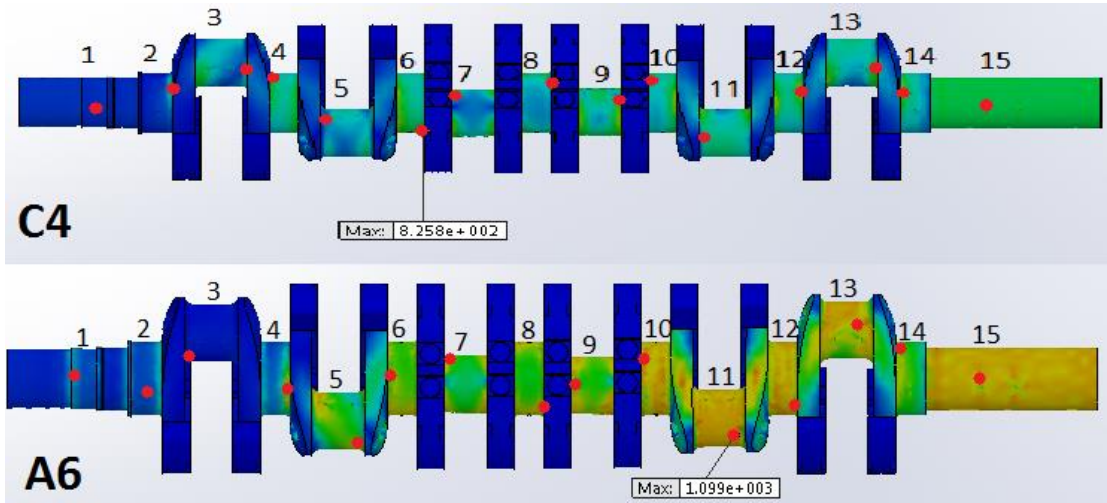


Figura 5.11 – Pontos de recolha dos valores das análises.

O critério de escolha da análise C4 consistia, em todos os valores de tensões equivalentes, escolher a que apresentava o menor valor de tensão, para o carregamento efetuado. A análise A6 foi escolhida como o pior caso devido ao facto de apresentar tensões induzidas de valor muito elevado e devido ao facto de não ter sido possível fazer a aplicação total do carregamento das forças, tendo sido possível efectuar apenas 70% da

análise. Isto deveu-se ao facto de as iterações de acréscimo de carregamento terem atingido o valor máximo esperado, não sendo capaz de prosseguir com o restante carregamento.

Para os restantes casos, todos obtiveram 100% de carregamento, excepto as análises A1 com 91%, A2 com 76%, A5 com 94%, A6 com 70%, A7 com 99%, A8 com 90%, A10 com 95%, A11 com 94%, A12 com 96%, B2 com 94% e B6 com 86%. Estas análises encontram-se presentes no apêndice 2.

Com base nas análises efetuadas e retirado todos os valores máximos de cada zona representaram-se os valores das tensões induzidas de cada ponto de interesse, para todas as fases e para cada regime de utilização dos sobrealimentadores. De referir que nem todos os pontos representam carregamentos a 100%, tal como referido nas análises anteriormente mencionadas. Tendo isso em conta, na figura 5.12 apresenta-se o gráfico do ponto com maior razão de tensão, em concordância com os casos analisados no capítulo 4, sendo a zona de maior risco de fratura.

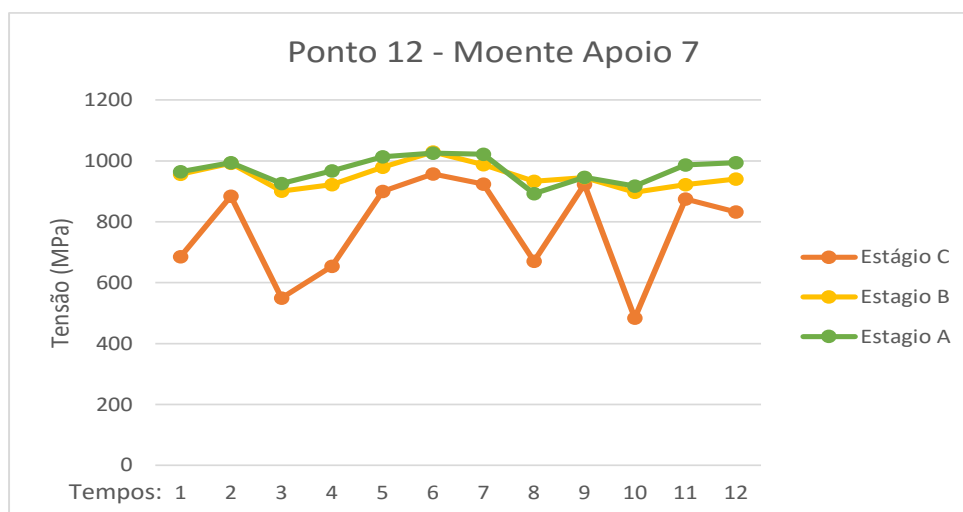


Figura 5.12 – Variação dos valores de tensões equivalentes no moente apoio 7.

Através da figura anterior é possível constatar que com três sobrealimentadores ativos, este ponto do veio de manivelas (Ponto 12, no moente de apoio 7) encontra-se sobre o efeito de tensões máximas na ordem dos 1000 MPa, o que poderá levar à plastificação localizada do veio. Contudo, dentro do ciclo de funcionamento e para cada regime de sobrealimentador, a gama de tensão aplicada no ponto de interesse não é muito elevada, i.e., a diferença entre o valor máximo e o valor mínimo aplicados durante todas as fases de funcionamento não é muito elevada, sendo este valor muito relevante para a

propagação de fendas por fadiga, a qual se verifica tão mais rapidamente quanto maior for o valor da gama de tensão.

Olhando para os registos recolhidos das falhas ocorridas nos veios de manivelas das fragatas (Capítulo 4), facilmente se conclui que a falha dá-se na maior parte dos casos no moente de apoio 6, o que, segundo este estudo, é confirmado através do gráfico da figura 5.13, sendo a sua razão de tensão ligeiramente inferior à do moente de apoio 7, mas com um tipo de comportamento idêntico. Os valores máximos aplicados são da mesma ordem de grandeza dos referidos no ponto 12/moente de apoio 7, mas a gama de tensão é, neste caso, muito superior, para um regime de funcionamento e considerando todas as fases de carregamento, o que tem como consequência um encurtar de tempo de vida à fadiga do veio naquela região e a possibilidade de ocorrência de fadiga de tipo oligocíclica, devido aos elevados valores de gama de tensão aplicados.

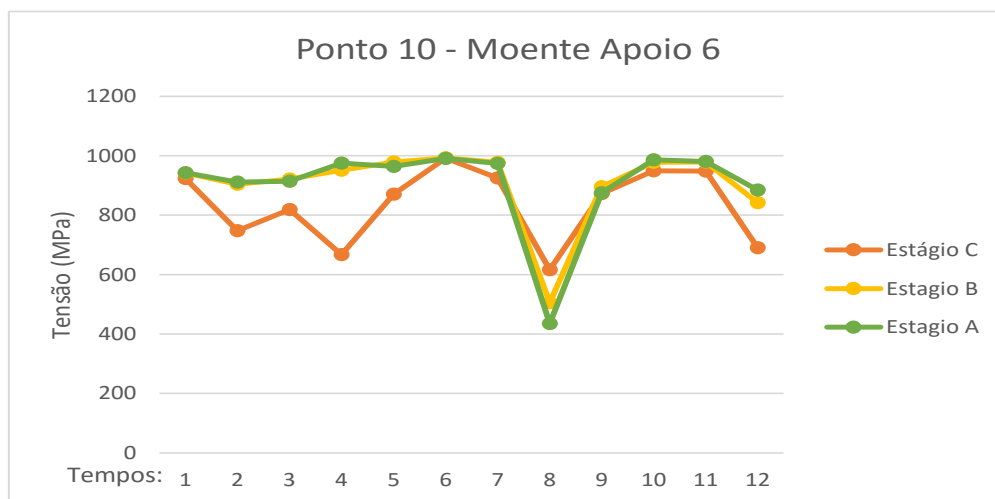


Figura 5.13 - Variação dos valores de tensões equivalentes no moente apoio 6.

5.5.2. Análise modal

A análise modal realizada foi feita sem qualquer tipo de carregamento imposto. Todas as restantes condições são semelhantes às análises anteriores. O resultado obtido encontra-se na figura 5.14. Os valores daqui resultante são referentes a AMPRES (amplitudes resultantes), com o valor máximo de 0,006112, situado no contrapeso do moente de manivela 1 para uma frequência de vibração igual a 76,563 Hz.

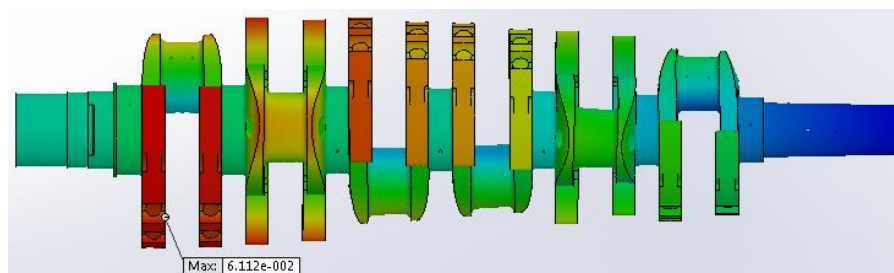


Figura 5.14 – Análise modal do veio.

Através da figura 5.14 é possível constatar que existe uma deformação radial no veio que se acentua mais na zona junto ao extremo de potência deste, diminuindo lentamente consoante se progride no veio até ao extremo oposto. Este é o único modo de vibração que, de acordo com os resultados, pode coincidir com as frequências impostas pelo regime de funcionamento do motor. Os restantes 4 modos de vibração e correspondentes frequências de vibração estão apresentadas na tabela 5.8 e em Apêndice 4, as respetivas ilustrações da simulação, e como se poderá constatar, referem-se a valores que estão para além do regime de funcionamento do motor, incluindo o modo de ressonância relativo ao carregamento torsional.

Tabela 5.8 – Modos e frequências de vibração

Modo de Vibração	Valor de Frequência
Modo 1	76.563 Hz
Modo 2	243.84 Hz
Modo 3	418.68 Hz
Modo 4	578.16 Hz
Modo 5	706.08 Hz

5.5.3. Propagação da falha

Este estudo foi realizado através do *software MATLAB®* com o objetivo de descobrir quantos ciclos seriam executados pelo veio de manivelas até obtermos a falha. Para tal optou-se aplicar a Lei de Paris em todos os moentes de modo a perceber-se quais os locais mais críticos à propagação da falha, com base nos dados já recolhidos das análises não-lineares anteriores. A linha de código do estudo encontra-se em Apêndice 5.

Com base na norma BS 7910, utilizou-se os valores de $C=5.21e^{-13}$ e de $m=3$, com a seguinte indicação: “*For steels, including austenitics, operating in air or other non-aggressive environments at temperatures up to 100°C, for da/dN in mm/cycle and Delta K in N/mm^{3/2}*” Como valores de projeto introduziu-se o raio dos moentes de apoio de 100 mm e o raio dos moentes de manivela de 79 mm. O valor de $\Delta\sigma$ é dado consoante cada ponto de análise presente nas figuras 5.12, 5.13 e Apêndice 3.

A linha de código consiste em uma contagem de ciclos do veio, tendo um moente específico uma fissura na sua superfície com uma profundidade $a=0.18$ mm, sendo esta aumentada consoante cada ciclo com a aplicação da Lei de Paris. O critério de paragem do contador ocorre quando for cumprida a condição $a/2r > 0.6$.

Com base nas análises anteriormente efetuadas, apresenta-se a propagação da falha nos moentes de apoio 6 e 7. Nestes dois pontos do veio de manivelas, ambos apresentaram, respetivamente, 32800 e 35012 ciclos até à condição de falha pretendida (figura 5.15), bem como um $\Delta\sigma$ de 557,6 MPa e 545,6 MPa, respetivamente. Os restantes pontos estão presentes na tabela 5.9.



Figura 5.15 – Gráfico da profundidade da fenda em função do número de ciclos

Tabela 5.9 – Nº de ciclos até à falha

Local de Análise	Nº de ciclos	$\Delta\sigma$
Ponto 1 – Moente de apoio 1	40053	521,5
Ponto 2 – Moente de apoio 2	10927	804,46
Ponto 3 – Moente de manivela 1	5348	1020,6
Ponto 4 – Moente de apoio 3	8623	870,6
Ponto 5 – Moente de manivela 2	4815	1057
Ponto 6 – Moente de apoio 4	35069	545,3
Ponto 7 – Moente de manivela 3	11673	786,6
Ponto 8 – Moente de apoio 5	16497	701,2
Ponto 9 – Moente de manivela 4	15468	716,1
Ponto 10 – Moente de apoio 6	32800	557,6
Ponto 11 – Moente de manivela 5	12516	768,5
Ponto 12 – Moente de apoio 7	35012	545,6
Ponto 13 – Moente de manivela 6	12092	777,4
Ponto 14 – Moente de apoio 8	95408	390,6
Ponto 15 – Moente de apoio 9	31236	566,6

Através da tabela anterior é possível observar que os moentes de apoio 6 e 7 são os que apresentam o menor valor de $\Delta\sigma$, bem como os moentes de apoio 1, 4, 8 e 9. No que toca aos moentes de manivela, todos eles apresentam ciclos de vida muito inferiores aos moentes anteriores, devido ao seu raio, bem como ao elevado valor de $\Delta\sigma$. Deste modo é possível concluir que no veio de manivelas, os locais mais propícios a uma rápida propagação de falha será nos moentes de manivelas, sendo o ponto 5/moente de manivela 2 o local mais propício.

Por fim, dado que em certas análises não foi possível concluir o carregamento completo da simulação por método dos elementos finitos, realizou-se, em segunda instância, a alteração da curva S-S para um valor de tensão máxima de 1080 MPa (figura 5.16), o que está de acordo com o limite superior da tensão de rotura do material (Tabela 5.1).

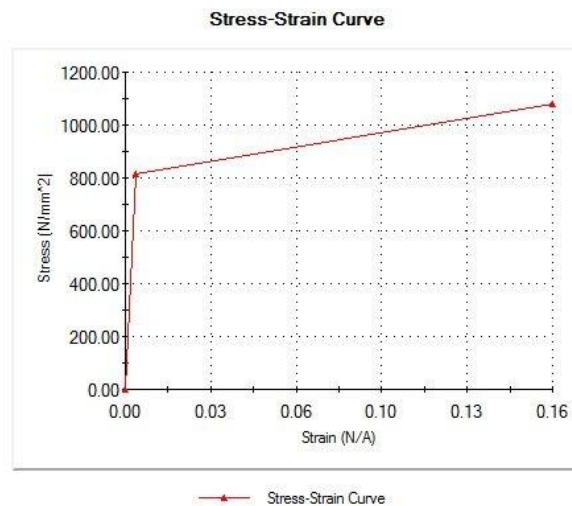


Figura 5.16 – Curva S-S alterada.

Esta curva S-S só foi aplicada em análises cujos carregamentos não conseguiram alcançar os 100% de carregamento.

Depois de aplicado o novo modelo de material, A7 conseguiu completar a análise, mas B2 ficou-se apenas nos 96%, o que comprova um aumento de 2% nos dois casos e uma resposta idêntica por parte do veio em fases diferentes.

CAPÍTULO 6

6. Análise e Discussão de Resultados

6.1. Alterações ao veio de manivelas

Com as análises obtidas foi possível concluir que nas zonas de estudo de cada análise, a maioria dos valores máximos de concentração de tensões situava-se na zona dos boleados dos moentes, pelo que optou-se por realizar algumas alterações à geometria do veio, de modo a estudar o comportamento do veio, nomeadamente o aumento dos raios de curvatura dos boleados e o aumento do diâmetro resistente do veio de manivelas para 224 mm.

Esta ação tem como objetivo determinar uma possível solução para a diminuição do valor da concentração de tensões em certos pontos de interesse do veio.

6.1.1. Aumento do raio de curvatura dos boleados do veio

A primeira alteração consistiu em aumentar o raio de curvatura dos boleados dos moentes de apoio e de manivela do veio, visto existirem muitos valores máximos de tensões obtidos nas análises efetuadas nesses locais. Para determinar qual o valor que se deveria aumentar o raio do boleado, recorreu-se à aplicação dos números normais da série de *Renard*. Neste caso optou-se por uma razão de 10 – $R10 = \sqrt[10]{10}$, o que nos conduziu aos seguintes valores de raios de boleados:

- Boleados nos moentes de apoio: 20mm → 25mm;
- Boleados nos moentes de manivela: 15mm → 19mm.

Das análises anteriores referidas, foi escolhida aquela que se apresentava mais incompleta em termos de percentagem de carregamento, tendo-se por este modo escolhido a análise A6. Posteriormente, foram comparados os valores obtidos com os originais, os quais estão agrupados na tabela 6.1. À semelhança das outras análises, juntamente com a tabela 6.1 apresenta-se na figura 6.1 os locais de interesse do veio de manivelas, dos quais se registaram os valores máximos de tensões equivalentes.

Tabela 6.1 – Valores obtidos da análise da primeira alteração e comparação com original.

#	Ponto de Análise	Valor Alteração (MPa)	Valor original (MPa)	Diferença	%
1	Moente Apoio 1	282,1	298,3	-16,2	-5,43
2	Moente Apoio 2	688,5	745,9	-57,4	-7,70
3	Moente Manivela 1	134,7	152	-17,3	-11,38
4	Moente Apoio 3	846,6	900,7	-54,1	-6,01
5	Moente Manivela 2	992,7	970,9	21,8	2,25
6	Moente Apoio 4	953,5	965,4	-11,9	-1,23
7	Moente Manivela 3	1012	1028	-16	-1,56
8	Moente Apoio 5	982,2	983,2	-1	-0,10
9	Moente Manivela 4	1008	1020	-12	-1,18
10	Moente Apoio 6	1009	990,9	18,1	1,83
11	Moente Manivela 5	1050	1099	-49	-4,46
12	Moente Apoio 7	976,2	1026	-49,8	-4,85
13	Moente Manivela 6	1017	1027	-10	-0,97
14	Moente Apoio 8	903,1	885,3	17,8	2,01
15	Moente Apoio 9	934,8	933,4	1,4	0,15

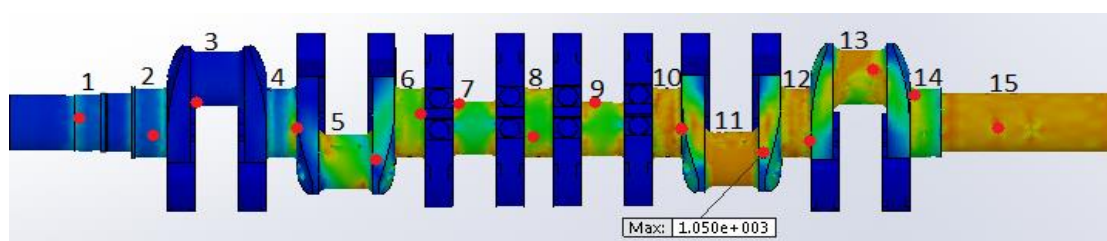


Figura 6.1 – Locais de recolha dos valores presentes na tabela 6.1.

Dos resultados obtidos é possível avaliar que existe um decréscimo das tensões equivalentes na maioria dos pontos de estudo do veio de manivelas, sendo bastante acentuado no moente da manivela 1, com uma diminuição de cerca de 11,4% em relação aos valores originais, bem como a diminuição da tensão máxima observável em todo o veio. Contudo, em alguns pontos as tensões induzidas mantêm-se ou inclusivamente sobem ligeiramente, mantendo-se em valores muito elevados.

6.1.2. Aumento do diâmetro dos moentes do veio

Em virtude do que foi realizado com a alteração da dimensão dos raios de curvatura dos boleados, aplicou-se um aumento do diâmetro externo dos moentes do veio de manivelas, com o objetivo de obter o mesmo tipo de resposta da primeira alteração efetuada.

Com base no método aplicado para o aumento dos boleados, aplicou-se os números normais de *Renard* para determinar o novo diâmetro externo dos moentes. Decidiu-se aplicar uma razão de 20 – $R20 = \sqrt[20]{10}$, o que indica os seguintes valores de diâmetro:

- Diâmetro nos moentes de apoio: 200mm → 224mm;
- Diâmetro nos moentes de manivela: 160mm → 180mm.

Nesta situação, a aplicação da razão de 10 nos diâmetros não era a melhor das opções, pois comprometia a própria arquitetura do veio de manivelas, comprometendo a sua integridade e *design*.

Para uma uniformização de procedimentos, realizou-se esta alteração na mesma análise de origem da primeira alteração, A6. Os valores obtidos encontram-se na tabela 6.2, onde é possível comparar com os dados originais, no mesmo molde do que foi apresentado na tabela 6.1. Na figura 6.2 são indicados os locais de recolha dos valores apresentados em tabela.

Tabela 6.2 - Valores obtidos da análise da segunda alteração e comparação com original.

#	Ponto de Análise	Valor Alteração (MPa)	Valor original (MPa)	Diferença	%
1	Moente Apoio 1	306,2	298,3	7,9	2,65
2	Moente Apoio 2	487	745,9	-258,9	-34,71
3	Moente Manivela 1	113,5	152	-38,5	-25,33
4	Moente Apoio 3	891,5	900,7	-9,2	-1,02
5	Moente Manivela 2	1027	970,9	56,1	5,78
6	Moente Apoio 4	953,7	965,4	-11,7	-1,21
7	Moente Manivela 3	928,7	1028	-99,3	-9,66
8	Moente Apoio 5	962,8	983,2	-20,4	-2,07
9	Moente Manivela 4	936,7	1020	-83,3	-8,17
10	Moente Apoio 6	940,8	990,9	-50,1	-5,06
11	Moente Manivela 5	967,9	1099	-131,1	-11,93
12	Moente Apoio 7	942,7	1026	-83,3	-8,12
13	Moente Manivela 6	927,9	1027	-99,1	-9,65
14	Moente Apoio 8	895,6	885,3	10,3	1,16
15	Moente Apoio 9	936,8	933,4	3,4	0,36

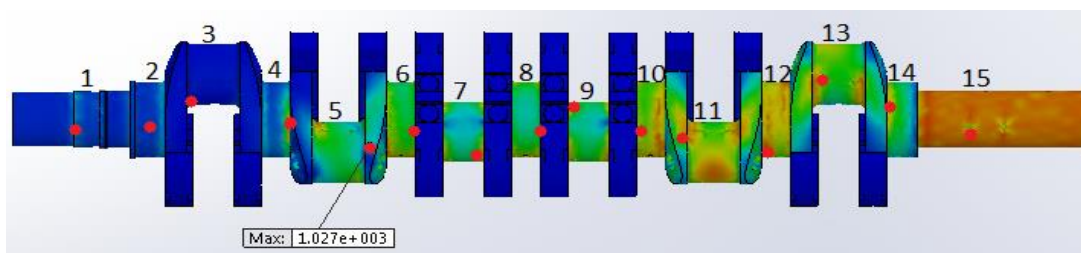


Figura 6.2 - Locais de recolha dos valores presentes na tabela 6.2.

Em comparação com a primeira alteração, é possível observar que existe um maior decréscimo dos valores de tensão, para cerca de 34,7% do valor original no moente de apoio 2. O mesmo acontece, ao valor máximo de tensão presente em todo o veio, que diminui consideravelmente e que altera o seu local de incidência. Deste modo é possível concluir que, para as forças atuantes no veio, este necessitava de ser redimensionado para fazer face às elevadas concentrações de tensão.

CAPÍTULO 7

7. Conclusão

Neste trabalho avaliou-se a integridade do veio de manivelas dos motores marítimos instalados nas fragatas da Marinha Portuguesa, simulando os seus modos de funcionamento.

Tentou-se modelar o veio de manivelas com o menor erro possível a partir de dados recolhidos do original e com ajuda de trabalhos referidos no capítulo 4, confirmando o que se apresentava relatado nos relatórios de averiguação de ocorrência nos casos reais nos motores das fragatas.

O veio irá sempre fraturar quando solicitado a regimes de altas rotações durante um tempo de funcionamento significativo, corroborando todas as teorias relatadas no capítulo 3. É possível concluir que o presente veio poderá conter algumas anomalias que podem, ou não, estar presentes no seu projeto, como observado no capítulo 5. Outro aspeto é o seu ambiente de utilização, não sendo estes motores utilizados com a mesma finalidade para a qual foram concebidos, tal como visto no capítulo 4 aquando das alterações da sua estrutura.

Ao longo deste trabalho existiu uma grande dificuldade em recriar o veio com o maior rigor possível, visto não existir acesso às medidas de projeto, mas apenas ao veio em sí, retirando-se as medidas necessárias à modelação deste, com o fim de ser recriado com o menor erro de solução possível, bem como os valores de funcionamento do motor, tais como valores do seu ciclo de combustão.

Com este trabalho é possível apresentar uma via de trabalho legítima para se estudar componentes mecânicos vitais dos motores de combustão. Como trabalhos futuros podem-se inserir outros veios de manivelas de instalações propulsoras de outros navios da Marinha Portuguesa, bem como estudos complementares acerca desta instalação propulsora.

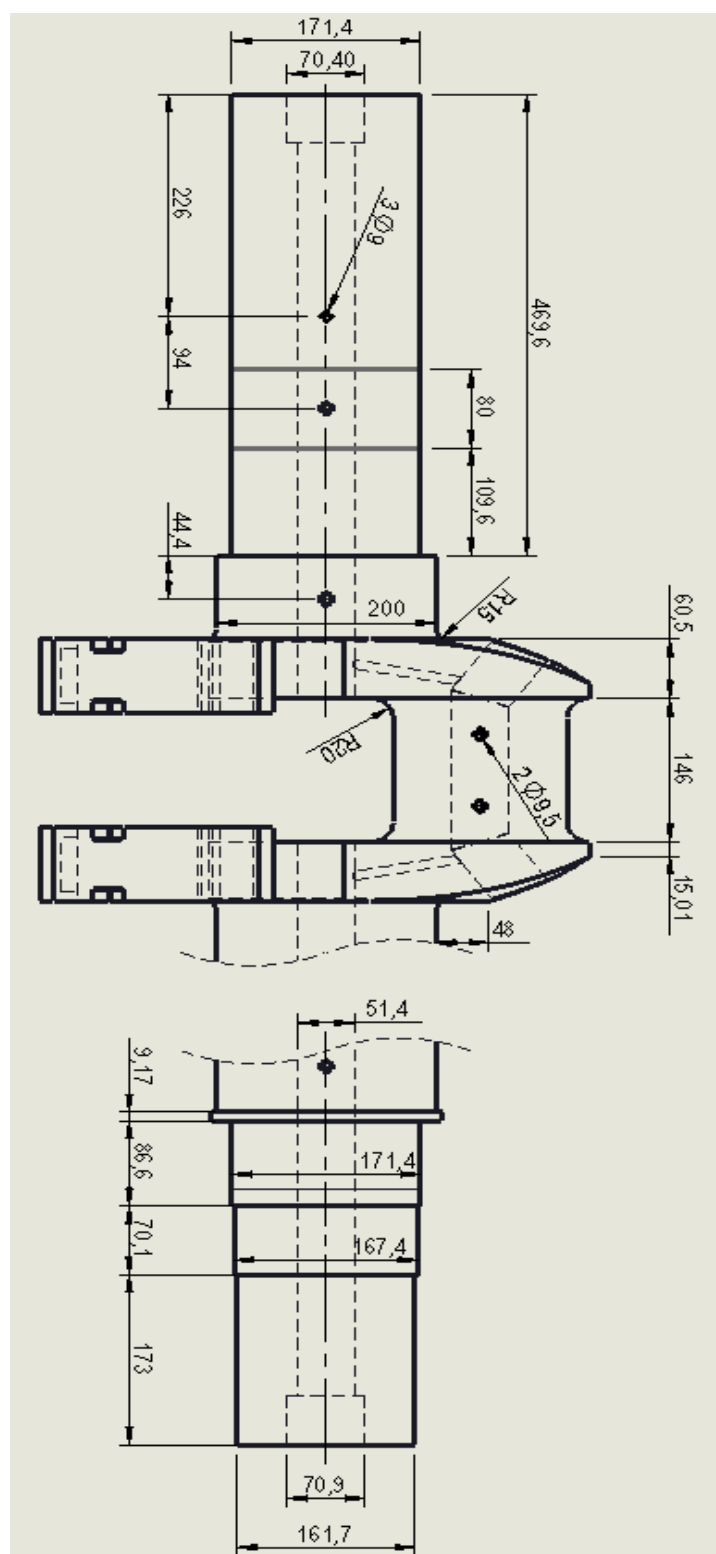
Bibliografia

- (27 de Janeiro de 2015). Obtido de Taringa!: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos/10747148/Aprenda-de-motores-Facilmente-Muy-Recomendado.html>
- (25 de Fevereiro de 2015). Obtido de Grupo de Manutenção de Aeronaves: <http://www3.eesc.usp.br/gma/projetos/emandamento/ndt.html>
- Antunes, F. R., & Abreu, C. B. (2006). *Circunstância e causas da avaria ocorrida no motor propulsor de estibordo do NRP "Corte Real" em 22 de Março de 2006*. Alfeite: Superintendência do Serviço de Material.
- Arsenal do Alfeite, S.A. (25 de Fevereiro de 2015). *Laboratório de Ensaios Não Destrutivos*. Obtido de Arsenal do Alfeite: <http://www.arsenal-alfeite.pt/index.php?id=65>
- Barros, L. (1992). *Análise de fratura em veio de manivelas do motor principal diesel nº1 do navio "A. Cabral" - Relatório Preliminar*. Base Naval do Alfeite: Instituto de Soldadura e Qualidade.
- Borges, L. R., & Antunes, F. R. (2005). *Causas das avarias e danos ocorridos nos Motores Propulsores da FRAREAL*. Alfeite: Superintendência dos Serviços do Material.
- Borges, L. R., & Antunes, F. R. (2009). *Relatório dos Oficiais Peritos - Motor Diesel de EB da FRACABRAL*. Alfeite: Direção de Transportes.
- C. Moura Branco, A. A. (1986). *Fadiga de Estruturas Soldadas*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.
- Donald, B. J. (2011). *Practical Stress Analysis with Finite Elements, Second Edition*. Dublin: Glasnevin Publishing.
- Espadafor, F. J., Villanueva, J. B., & García, M. T. (2009). Analysis of a diesel generator crankshaft failure. Em *Engineering Failure Analysis* 16 (pp. 2333-2341). Sevilha: Elsevier.
- Fonte, M., & Freitas, M. (2008). Marine main engine crankshaft failure analysis: A case study. Em *Engineering Failure Analysis* 16 (pp. 1940-1947). Lisboa: Elsevier.
- Fonte, M., Li, B., Reis, L., & Freitas, M. (2013). Crankshaft failure analysis of a motor vehicle. Em *Engineering Failure Analysis* 35 (pp. 147-152). Lisboa: Elsevier.
- Instituto do Emprego e Formação Profissional. (1999). *Ensaios não Destrutivos*. Lisboa: Britográfica, Lda.
- Katari, A., Haddar, N., & Ayedi, H. (2011). Fatigue fracture expertise of train engine crankshafts. Em *Engineering Failure Analysis* 18 (pp. 1085-1093). Sfax: Elsevier.

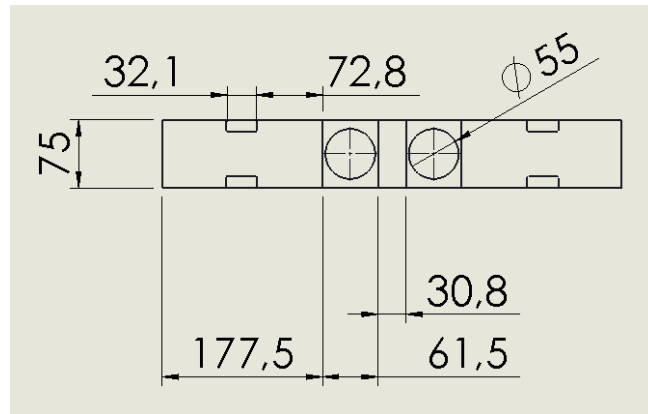
- MTU Friedrichshafen. (1989). *Abnahmeprüfprotokoll MTU-Dieselmotor*. Friedrichshafen: MTU Friedrichshafen.
- MTU Friedrichshafen. (1992). *12V 1163 TB83 Propulsion Engines Frigate N.R.P. "Álvares Cabral" HDW Yard No. 227, Out Order No. 8605 Damage Examination Report*. MTU.
- MTU Friedrichshafen. (1993). *Description and Operation Manual M011098/00E*. Germany.
- MTU Motoren- und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH. (1992). *12V 1163 TB83 Propulsion Engine in N.R.P. Frigate "Alvares Cabral" HDW Yard No. 227, Our Order No. 8605 Damage Examination Report*. MTU Friedrichshafen GmbH.
- Neto, P. M. (2012). *Metodologia para Determinar as Curvas Características do Motor Alternativo de Combustão Interna*. Alfeite: Escola Naval.
- Olympus Corporation. (25 de Fevereiro de 2015). Obtido de Olympus Corporation: <http://www.olympus-ims.com/pt/ndt-tutorials/eca-tutorial/what-is-eca/basic/>
- Os Princípios e Fundamentos da Radiologia Industrial*. (25 de Fevereiro de 2015). Obtido de Tecnologia Radiológica: http://www.tecnologiaradiologica.com/materia_riconceito.htm
- PDIG - Diagnóstico e Inspeção de Estruturas e Edifícios. (25 de Fevereiro de 2015). *Ensaaios sínicos em estruturas e fundações indirectas*. Obtido de PDIG - Diagnóstico e Inspeção de Estruturas e Edifícios: http://www.pdig.pt/ensaaios/ensaaios_sonicos.html
- Queiroz, D. M. (10 de Maio de 2015). *Projeto de Motores*. Obtido de ftp://www.ufv.br/Dea/Disciplinas/Daniel/Eng630/capitulo_06.pdf
- Rodrigues, P. J. (2004). *Processo Técnico de Averiguações - Avaria do Motor Propulsor de Bombordo do NRP "Álvares Cabral"*. Alfeite: Direção de Navios.
- Silva, J. (2007). *Tecnologia Marítima - Máquinas e Instalações dos Navios - 2ª Parte*. Lisboa: Escola Náutica Infante D. Henrique.
- Vencl, A., & Rac, A. (2014). Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study. Em *Engineering Failure Analysis* 44 (pp. 217-228). Belgrade: University of Belgrade.
- Wojciech Homik, P. D. (2010). Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines. Em *Polish Maritime Research* 1, Vol 17 (pp. 62-68). Universidade Nova Lisboa.

Apêndices

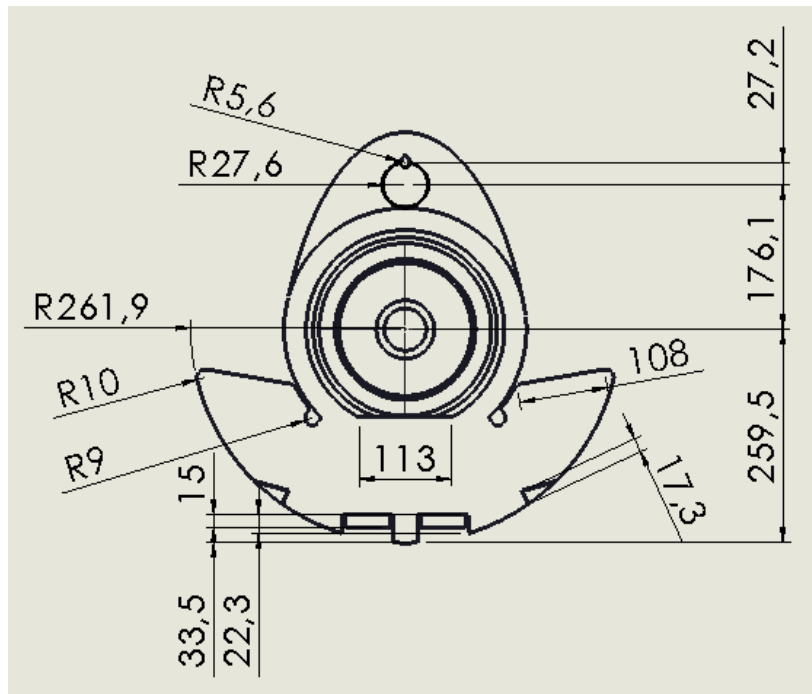
Apêndice 1 – Desenhos técnicos da modelação do veio de manivelas em *Solidworks*



Vista lateral do veio de manivelas



Vista de topo do contrapeso

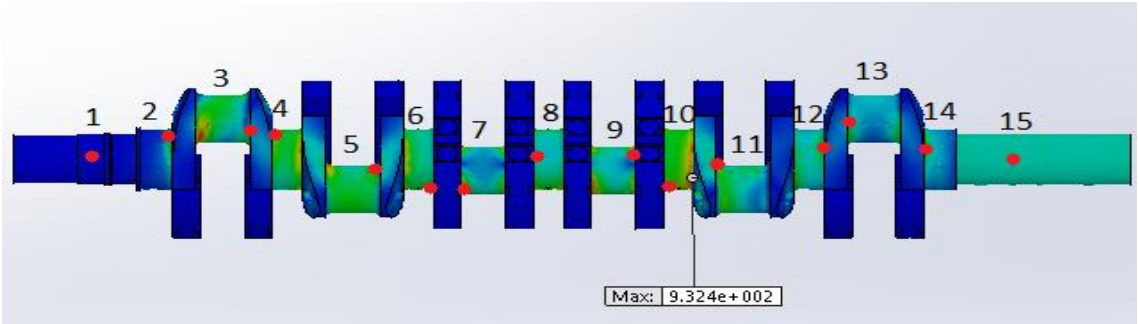


Vista frontal do veio de manivelas

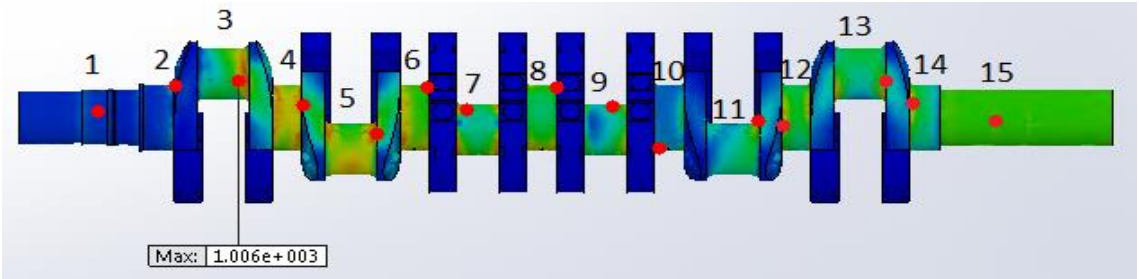
Apêndice 2 – Valores das tensões equivalentes de *Von Mises* induzidas no veio de manivelas decorrentes das análises realizadas

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	49,35	1	Moente Apoio 1	69,6
2	Moente Apoio 2	539,6	2	Moente Apoio 2	895
3	Moente Manivela 1	878,5	3	Moente Manivela 1	1006
4	Moente Apoio 3	852,4	4	Moente Apoio 3	921,9
5	Moente Manivela 2	761,6	5	Moente Manivela 2	934,9
6	Moente Apoio 4	880,6	6	Moente Apoio 4	940
7	Moente Manivela 3	779,3	7	Moente Manivela 3	960,6
8	Moente Apoio 5	879,6	8	Moente Apoio 5	981,4
9	Moente Manivela 4	895	9	Moente Manivela 4	950,4
10	Moente Apoio 6	923,6	10	Moente Apoio 6	748,1
11	Moente Manivela 5	684,6	11	Moente Manivela 5	796,8
12	Moente Apoio 7	685,6	12	Moente Apoio 7	883,8
13	Moente Manivela 6	519,3	13	Moente Manivela 6	829,4
14	Moente Apoio 8	648,8	14	Moente Apoio 8	893,9
15	Moente Apoio 9	440	15	Moente Apoio 9	795

Tabelas valores das análises C1 e C2, respetivamente



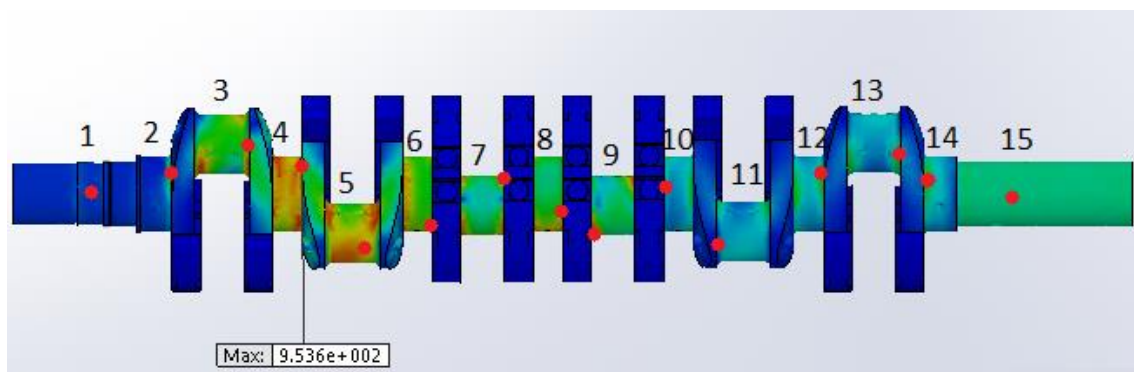
Simulação da análise C1



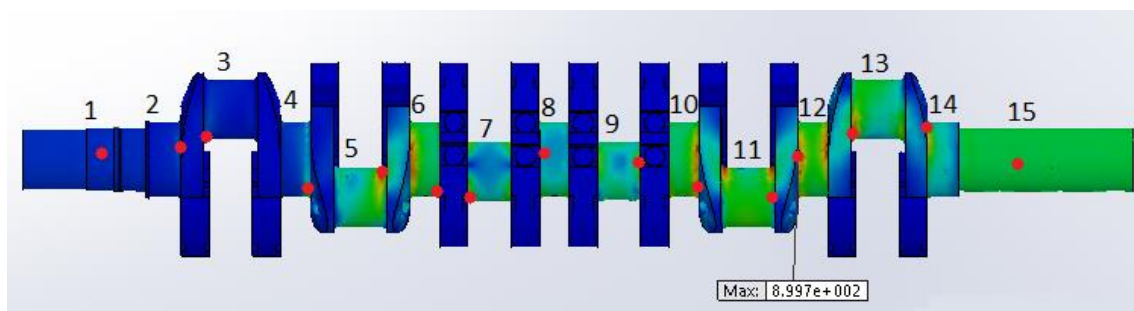
Simulação da análise C2

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	61,4	1	Moente Apoio 1	48,2
2	Moente Apoio 2	605,3	2	Moente Apoio 2	94,02
3	Moente Manivela 1	921,9	3	Moente Manivela 1	96,3
4	Moente Apoio 3	953,6	4	Moente Apoio 3	602,7
5	Moente Manivela 2	944,7	5	Moente Manivela 2	888,2
6	Moente Apoio 4	946,9	6	Moente Apoio 4	837,5
7	Moente Manivela 3	925,2	7	Moente Manivela 3	736
8	Moente Apoio 5	952,5	8	Moente Apoio 5	829,2
9	Moente Manivela 4	946,1	9	Moente Manivela 4	637,5
10	Moente Apoio 6	819,2	10	Moente Apoio 6	871,2
11	Moente Manivela 5	470,5	11	Moente Manivela 5	886,7
12	Moente Apoio 7	549,7	12	Moente Apoio 7	899,7
13	Moente Manivela 6	466,6	13	Moente Manivela 6	852,3
14	Moente Apoio 8	636	14	Moente Apoio 8	774,1
15	Moente Apoio 9	456,1	15	Moente Apoio 9	463

Tabelas valores das análises C3 e C5, respetivamente



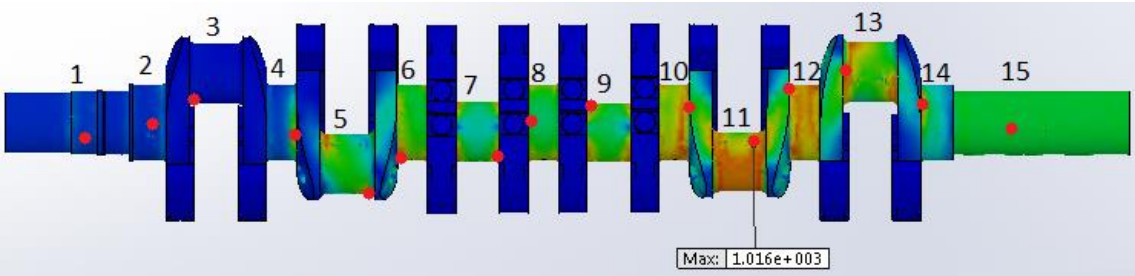
Simulação da análise C3



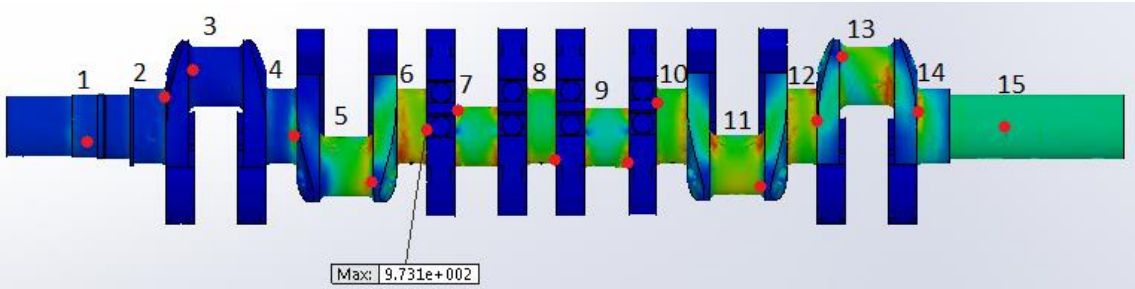
Simulação da análise C5

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	76,07	1	Moente Apoio 1	66,1
2	Moente Apoio 2	219,3	2	Moente Apoio 2	157,3
3	Moente Manivela 1	56,4	3	Moente Manivela 1	62,2
4	Moente Apoio 3	818,5	4	Moente Apoio 3	557,8
5	Moente Manivela 2	950,2	5	Moente Manivela 2	903,5
6	Moente Apoio 4	931,9	6	Moente Apoio 4	973,1
7	Moente Manivela 3	937,8	7	Moente Manivela 3	932,8
8	Moente Apoio 5	928,6	8	Moente Apoio 5	932,6
9	Moente Manivela 4	963,4	9	Moente Manivela 4	925,4
10	Moente Apoio 6	991,9	10	Moente Apoio 6	925,4
11	Moente Manivela 5	1016	11	Moente Manivela 5	947,9
12	Moente Apoio 7	957,3	12	Moente Apoio 7	924,2
13	Moente Manivela 6	936,7	13	Moente Manivela 6	954,1
14	Moente Apoio 8	895,2	14	Moente Apoio 8	887,5
15	Moente Apoio 9	653,3	15	Moente Apoio 9	536

Tabelas valores das análises C6 e C7, respetivamente



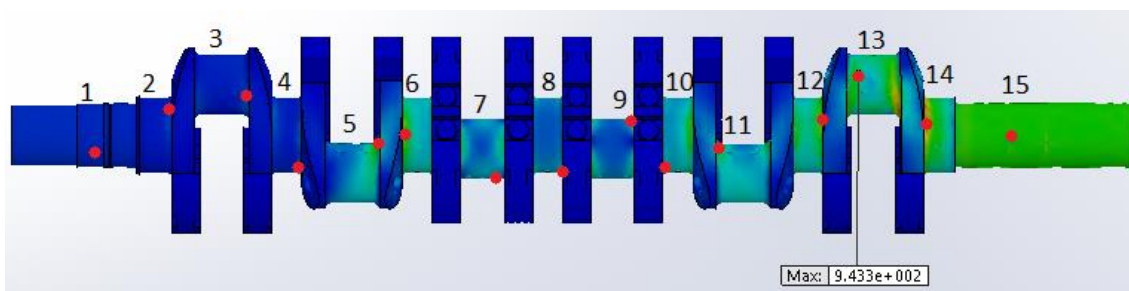
Simulação da análise C6



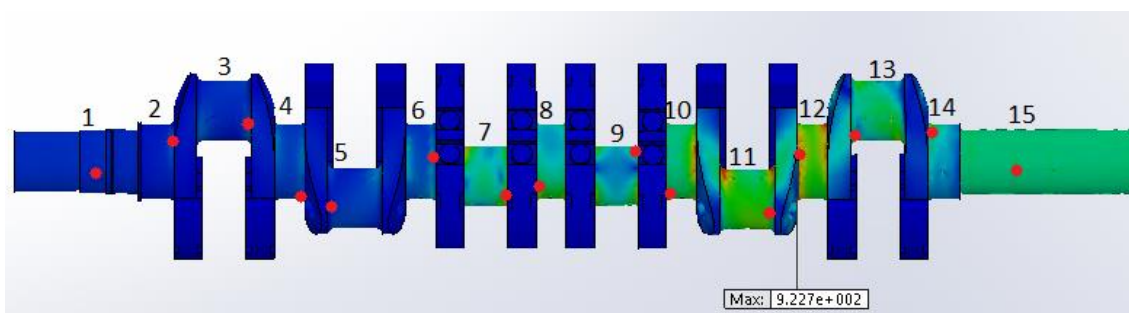
Simulação da análise C7

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	49,3	1	Moente Apoio 1	49,2
2	Moente Apoio 2	93,84	2	Moente Apoio 2	113,5
3	Moente Manivela 1	102,7	3	Moente Manivela 1	142,4
4	Moente Apoio 3	360,8	4	Moente Apoio 3	226,3
5	Moente Manivela 2	591,3	5	Moente Manivela 2	191,1
6	Moente Apoio 4	636,9	6	Moente Apoio 4	524,4
7	Moente Manivela 3	386,4	7	Moente Manivela 3	869,5
8	Moente Apoio 5	602,8	8	Moente Apoio 5	903,7
9	Moente Manivela 4	483,7	9	Moente Manivela 4	769,4
10	Moente Apoio 6	616,3	10	Moente Apoio 6	872,8
11	Moente Manivela 5	476,9	11	Moente Manivela 5	914,5
12	Moente Apoio 7	670,7	12	Moente Apoio 7	922,7
13	Moente Manivela 6	943,3	13	Moente Manivela 6	804,7
14	Moente Apoio 8	883,3	14	Moente Apoio 8	564,5
15	Moente Apoio 9	735,2	15	Moente Apoio 9	423

Tabela valores análises C8 e C9, respetivamente



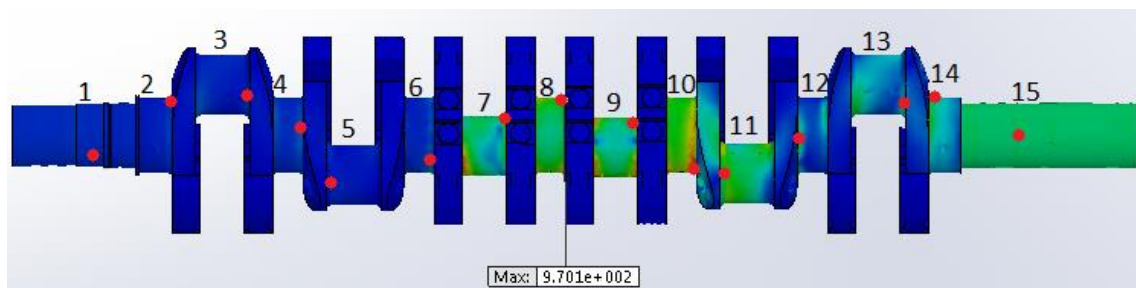
Simulação análise C8



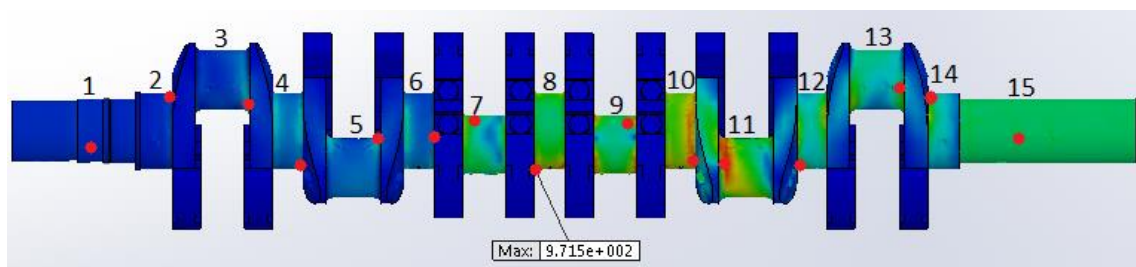
Simulação análise C9

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	53,45	1	Moente Apoio 1	54,07
2	Moente Apoio 2	103,5	2	Moente Apoio 2	129,5
3	Moente Manivela 1	130,8	3	Moente Manivela 1	266,1
4	Moente Apoio 3	129	4	Moente Apoio 3	382,9
5	Moente Manivela 2	90	5	Moente Manivela 2	301,1
6	Moente Apoio 4	683,6	6	Moente Apoio 4	470,7
7	Moente Manivela 3	934,8	7	Moente Manivela 3	873,7
8	Moente Apoio 5	970,1	8	Moente Apoio 5	971,5
9	Moente Manivela 4	928,4	9	Moente Manivela 4	939,9
10	Moente Apoio 6	949,8	10	Moente Apoio 6	948,6
11	Moente Manivela 5	866,9	11	Moente Manivela 5	945,4
12	Moente Apoio 7	483,4	12	Moente Apoio 7	874,8
13	Moente Manivela 6	549,4	13	Moente Manivela 6	641,1
14	Moente Apoio 8	643,4	14	Moente Apoio 8	690,7
15	Moente Apoio 9	515,4	15	Moente Apoio 9	473

Tabelas valores C10 e C11, respetivamente



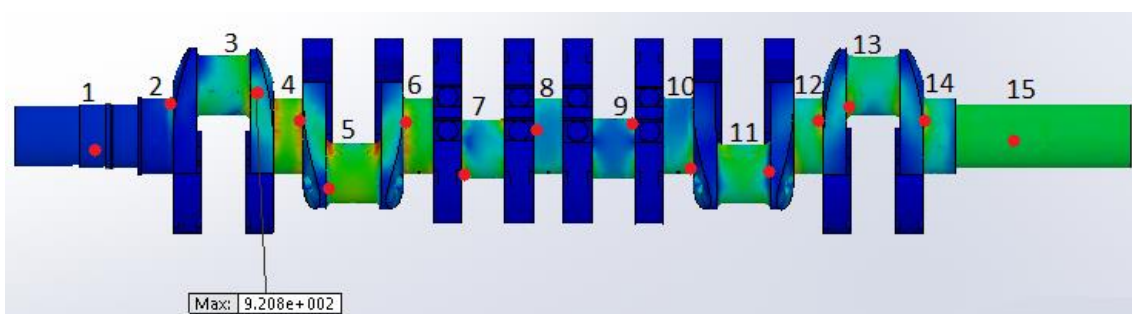
Simulação análise C10



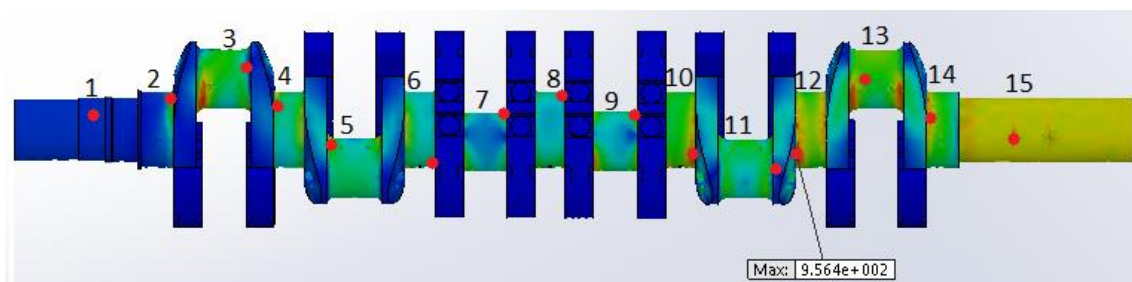
Simulação análise C11

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	49,24	1	Moente Apoio 1	53,91
2	Moente Apoio 2	345,6	2	Moente Apoio 2	669
3	Moente Manivela 1	920,8	3	Moente Manivela 1	929,6
4	Moente Apoio 3	900,9	4	Moente Apoio 3	854,5
5	Moente Manivela 2	918,8	5	Moente Manivela 2	704,1
6	Moente Apoio 4	912,8	6	Moente Apoio 4	861,6
7	Moente Manivela 3	889,3	7	Moente Manivela 3	784,3
8	Moente Apoio 5	859,8	8	Moente Apoio 5	876,4
9	Moente Manivela 4	553,4	9	Moente Manivela 4	898,9
10	Moente Apoio 6	690,3	10	Moente Apoio 6	942,3
11	Moente Manivela 5	788,7	11	Moente Manivela 5	954
12	Moente Apoio 7	832,2	12	Moente Apoio 7	956,4
13	Moente Manivela 6	662,6	13	Moente Manivela 6	935,2
14	Moente Apoio 8	783,1	14	Moente Apoio 8	920,8
15	Moente Apoio 9	560,6	15	Moente Apoio 9	872,2

Tabelas valores análises C12 e B1, respetivamente



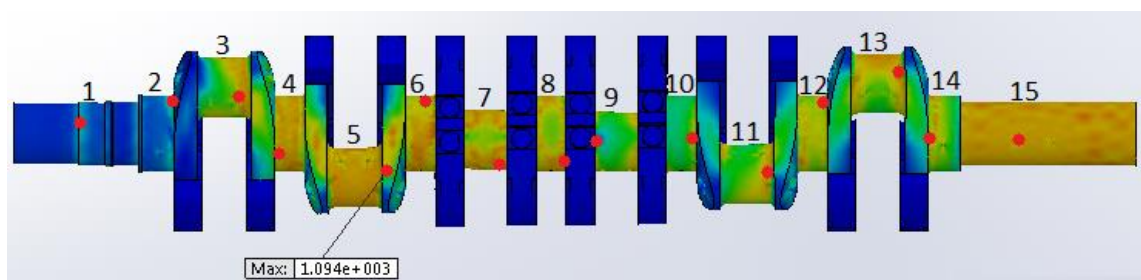
Simulação análise C12



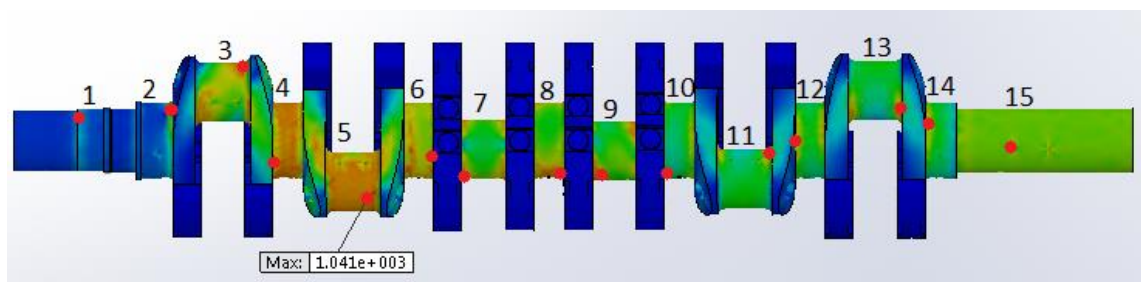
Simulação análise B1

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	294,8	1	Moente Apoio 1	343,6
2	Moente Apoio 2	892,4	2	Moente Apoio 2	795,6
3	Moente Manivela 1	989	3	Moente Manivela 1	1003
4	Moente Apoio 3	995,8	4	Moente Apoio 3	976,5
5	Moente Manivela 2	1094	5	Moente Manivela 2	1041
6	Moente Apoio 4	1005	6	Moente Apoio 4	990,6
7	Moente Manivela 3	1024	7	Moente Manivela 3	985,5
8	Moente Apoio 5	989,3	8	Moente Apoio 5	982,9
9	Moente Manivela 4	1011	9	Moente Manivela 4	969,7
10	Moente Apoio 6	903,8	10	Moente Apoio 6	921,6
11	Moente Manivela 5	953,9	11	Moente Manivela 5	904,1
12	Moente Apoio 7	992,7	12	Moente Apoio 7	901,1
13	Moente Manivela 6	946,1	13	Moente Manivela 6	885,1
14	Moente Apoio 8	951,8	14	Moente Apoio 8	926,5
15	Moente Apoio 9	934,9	15	Moente Apoio 9	873,9

Tabelas valores análises B2 e B3, respetivamente



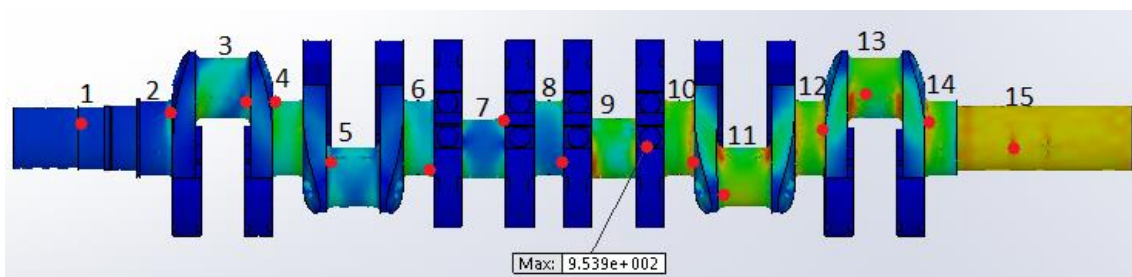
Simulação análise B2



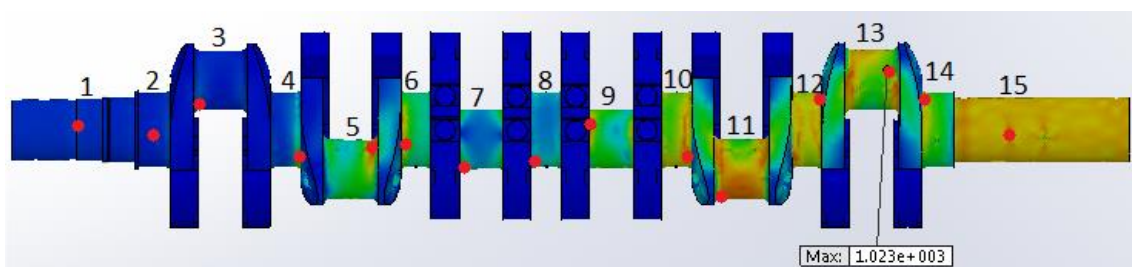
Simulação análise B3

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	98,56	1	Moente Apoio 1	74,29
2	Moente Apoio 2	378,8	2	Moente Apoio 2	126,2
3	Moente Manivela 1	784,8	3	Moente Manivela 1	136,8
4	Moente Apoio 3	758	4	Moente Apoio 3	786,8
5	Moente Manivela 2	484,7	5	Moente Manivela 2	951,3
6	Moente Apoio 4	719,7	6	Moente Apoio 4	877
7	Moente Manivela 3	543,8	7	Moente Manivela 3	687,6
8	Moente Apoio 5	772,7	8	Moente Apoio 5	776,6
9	Moente Manivela 4	953,9	9	Moente Manivela 4	896,8
10	Moente Apoio 6	951,5	10	Moente Apoio 6	978,6
11	Moente Manivela 5	929,6	11	Moente Manivela 5	930,2
12	Moente Apoio 7	922,2	12	Moente Apoio 7	979,2
13	Moente Manivela 6	930,1	13	Moente Manivela 6	1023
14	Moente Apoio 8	915,3	14	Moente Apoio 8	894,4
15	Moente Apoio 9	874,9	15	Moente Apoio 9	917,7

Tabelas valores análises B4 e B5, respetivamente



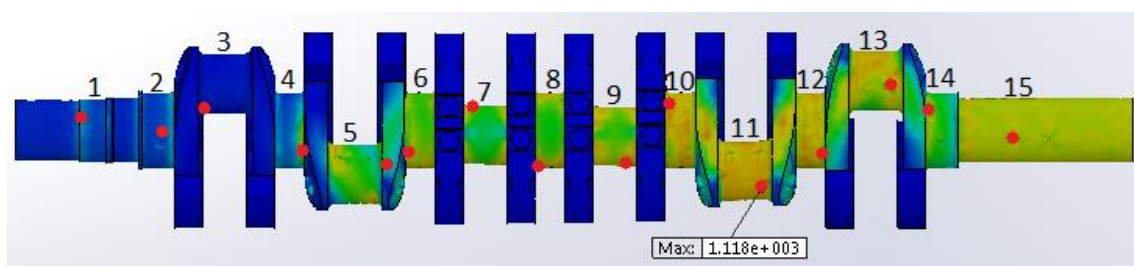
Simulação análise B4



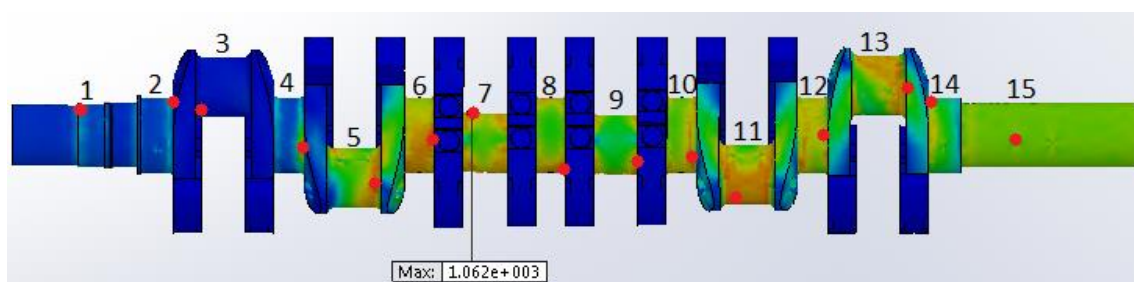
Simulação análise B5

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	315,2	1	Moente Apoio 1	286,1
2	Moente Apoio 2	379	2	Moente Apoio 2	315,9
3	Moente Manivela 1	136,6	3	Moente Manivela 1	116,2
4	Moente Apoio 3	889	4	Moente Apoio 3	853,4
5	Moente Manivela 2	967,3	5	Moente Manivela 2	993,5
6	Moente Apoio 4	966,4	6	Moente Apoio 4	995,5
7	Moente Manivela 3	1032	7	Moente Manivela 3	1062
8	Moente Apoio 5	977,8	8	Moente Apoio 5	984,4
9	Moente Manivela 4	1044	9	Moente Manivela 4	967,4
10	Moente Apoio 6	993,2	10	Moente Apoio 6	978
11	Moente Manivela 5	1118	11	Moente Manivela 5	967,2
12	Moente Apoio 7	1029	12	Moente Apoio 7	987,6
13	Moente Manivela 6	1025	13	Moente Manivela 6	994,7
14	Moente Apoio 8	878,5	14	Moente Apoio 8	910,3
15	Moente Apoio 9	886,6	15	Moente Apoio 9	887,3

Tabelas valores análises B6 e B7, respetivamente



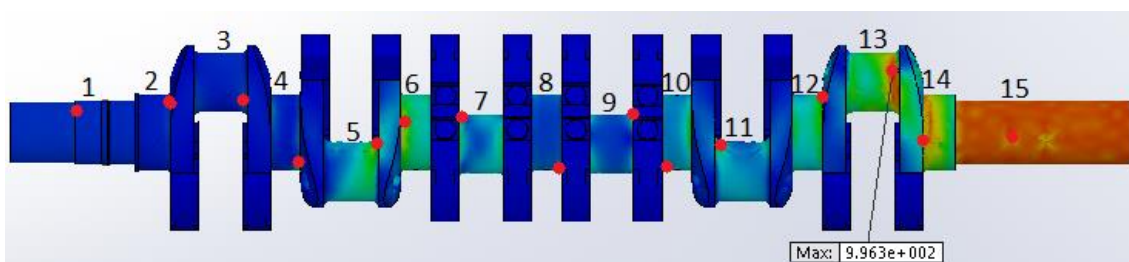
Simulação análise B6



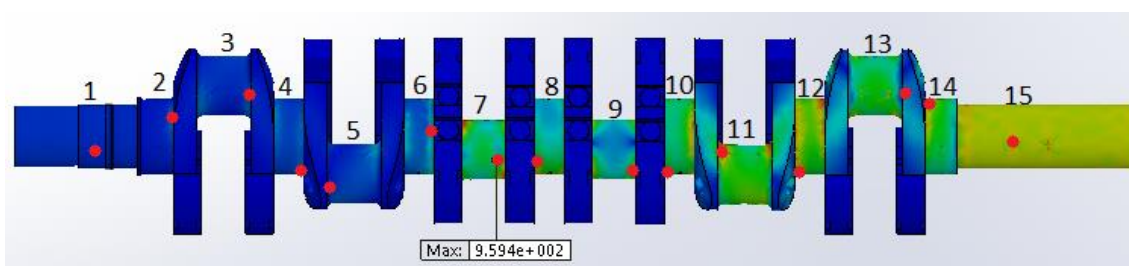
Simulação análise B7

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	71,2	1	Moente Apoio 1	54,49
2	Moente Apoio 2	124,1	2	Moente Apoio 2	129,7
3	Moente Manivela 1	101,8	3	Moente Manivela 1	182,5
4	Moente Apoio 3	460,1	4	Moente Apoio 3	274,4
5	Moente Manivela 2	815,7	5	Moente Manivela 2	233,4
6	Moente Apoio 4	772,7	6	Moente Apoio 4	699,7
7	Moente Manivela 3	515,9	7	Moente Manivela 3	959,4
8	Moente Apoio 5	421,1	8	Moente Apoio 5	916,4
9	Moente Manivela 4	409,3	9	Moente Manivela 4	816,5
10	Moente Apoio 6	505,1	10	Moente Apoio 6	895,8
11	Moente Manivela 5	437,2	11	Moente Manivela 5	913,8
12	Moente Apoio 7	933,5	12	Moente Apoio 7	945,5
13	Moente Manivela 6	996,3	13	Moente Manivela 6	956,8
14	Moente Apoio 8	916,5	14	Moente Apoio 8	919,6
15	Moente Apoio 9	949	15	Moente Apoio 9	881,2

Tabelas valores análises B8 e B9, respetivamente



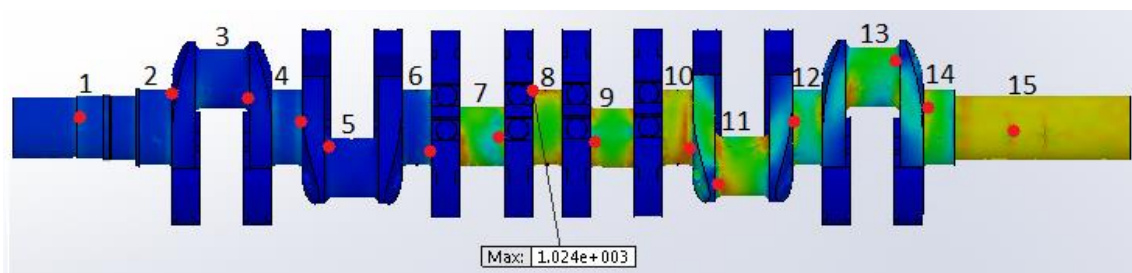
Simulação análise B8



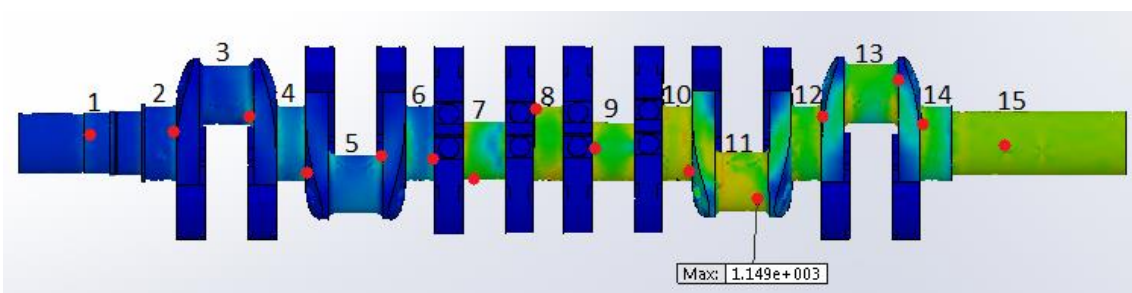
Simulação análise B9

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	132,9	1	Moente Apoio 1	150,7
2	Moente Apoio 2	163	2	Moente Apoio 2	174,9
3	Moente Manivela 1	170,2	3	Moente Manivela 1	327,5
4	Moente Apoio 3	163,9	4	Moente Apoio 3	524,5
5	Moente Manivela 2	100,2	5	Moente Manivela 2	373,6
6	Moente Apoio 4	906,5	6	Moente Apoio 4	645,2
7	Moente Manivela 3	968,5	7	Moente Manivela 3	990,3
8	Moente Apoio 5	1024	8	Moente Apoio 5	1002
9	Moente Manivela 4	986	9	Moente Manivela 4	1023
10	Moente Apoio 6	977,6	10	Moente Apoio 6	978,6
11	Moente Manivela 5	908,6	11	Moente Manivela 5	1149
12	Moente Apoio 7	897,3	12	Moente Apoio 7	922,1
13	Moente Manivela 6	941,3	13	Moente Manivela 6	943,6
14	Moente Apoio 8	918,2	14	Moente Apoio 8	896,4
15	Moente Apoio 9	888,4	15	Moente Apoio 9	883,8

Tabelas valores análises B10 e B11, respetivamente



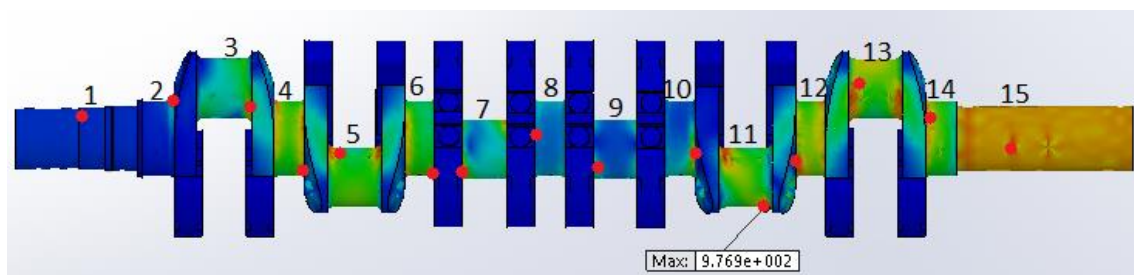
Simulação análise B10



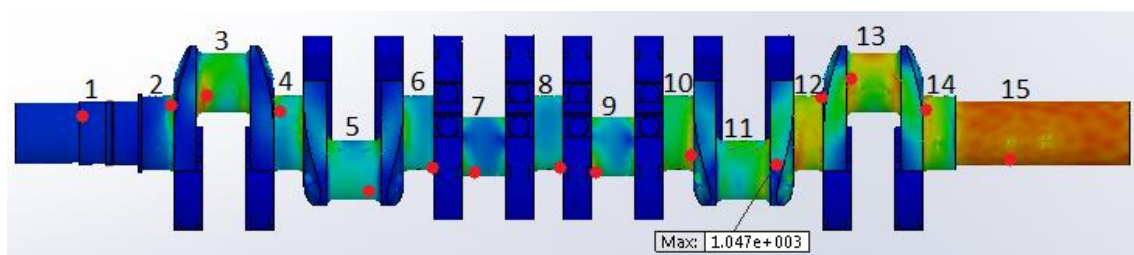
Simulação análise B11

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	57,68	1	Moente Apoio 1	58,5
2	Moente Apoio 2	356,4	2	Moente Apoio 2	720,5
3	Moente Manivela 1	770,1	3	Moente Manivela 1	939,5
4	Moente Apoio 3	916,4	4	Moente Apoio 3	844,4
5	Moente Manivela 2	948,2	5	Moente Manivela 2	623,8
6	Moente Apoio 4	938	6	Moente Apoio 4	844,6
7	Moente Manivela 3	915,6	7	Moente Manivela 3	727,1
8	Moente Apoio 5	789,8	8	Moente Apoio 5	884,7
9	Moente Manivela 4	452,4	9	Moente Manivela 4	895,3
10	Moente Apoio 6	842,1	10	Moente Apoio 6	943,2
11	Moente Manivela 5	976,9	11	Moente Manivela 5	1047
12	Moente Apoio 7	940,2	12	Moente Apoio 7	964,5
13	Moente Manivela 6	944	13	Moente Manivela 6	948,3
14	Moente Apoio 8	917	14	Moente Apoio 8	937,5
15	Moente Apoio 9	907,9	15	Moente Apoio 9	976,3

Tabelas valores análises B12 e A1, respetivamente



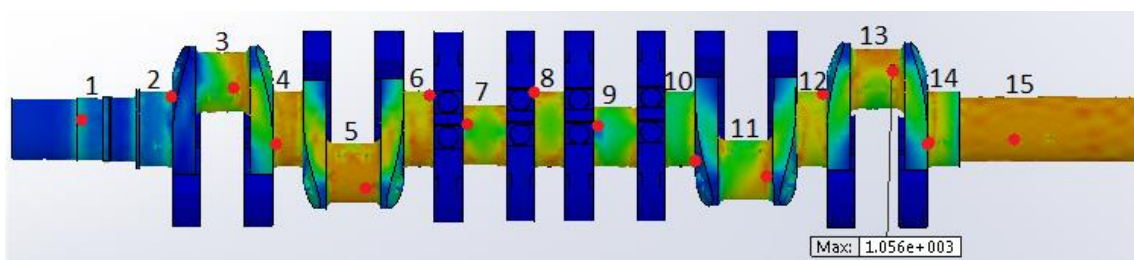
Simulação análise B12



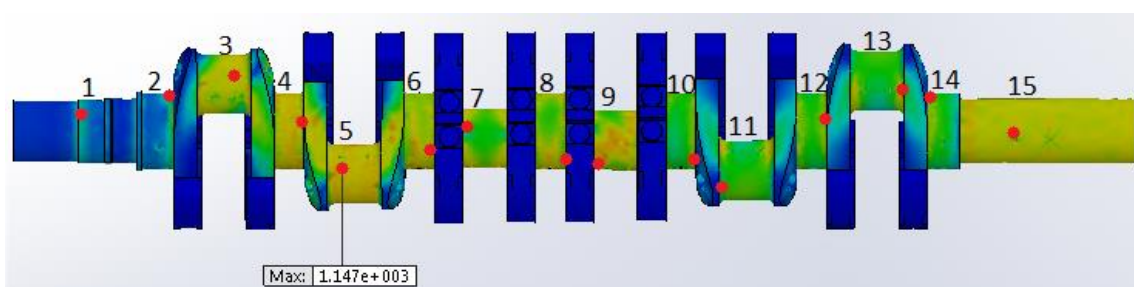
Simulação análise A1

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	357,8	1	Moente Apoio 1	569,7
2	Moente Apoio 2	894,9	2	Moente Apoio 2	898,3
3	Moente Manivela 1	998,8	3	Moente Manivela 1	1077
4	Moente Apoio 3	978	4	Moente Apoio 3	999,6
5	Moente Manivela 2	1042	5	Moente Manivela 2	1147
6	Moente Apoio 4	1002	6	Moente Apoio 4	985,6
7	Moente Manivela 3	1015	7	Moente Manivela 3	1015
8	Moente Apoio 5	987,9	8	Moente Apoio 5	1008
9	Moente Manivela 4	984,8	9	Moente Manivela 4	987,1
10	Moente Apoio 6	911,3	10	Moente Apoio 6	914,3
11	Moente Manivela 5	957,9	11	Moente Manivela 5	925,9
12	Moente Apoio 7	994,5	12	Moente Apoio 7	925,6
13	Moente Manivela 6	1056	13	Moente Manivela 6	931,8
14	Moente Apoio 8	953,5	14	Moente Apoio 8	903,3
15	Moente Apoio 9	953,4	15	Moente Apoio 9	928,4

Tabelas valores análises A2 e A3, respetivamente



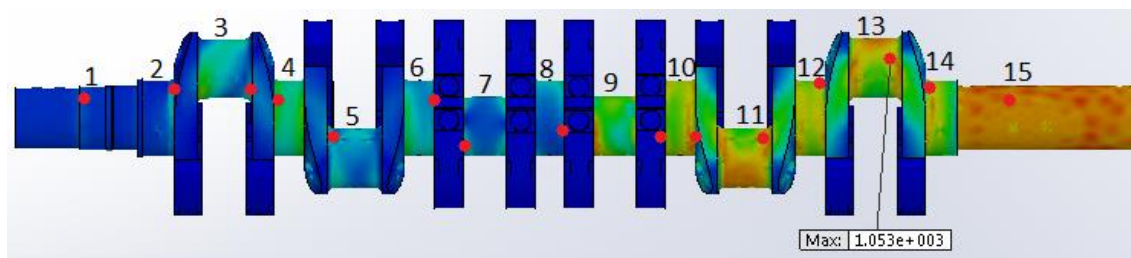
Simulação análise A2



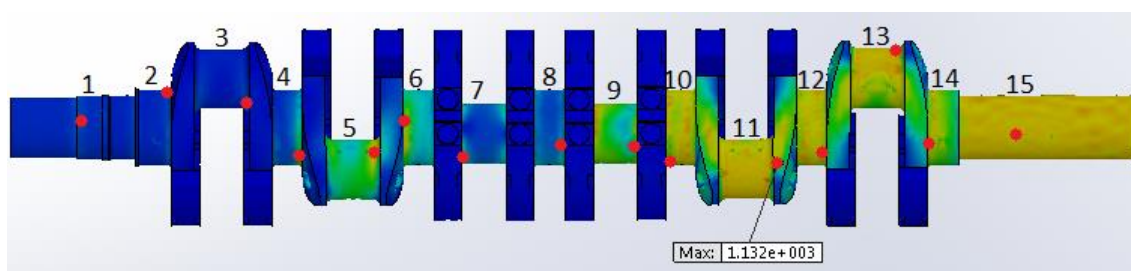
Simulação análise A3

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	147,2	1	Moente Apoio 1	131,9
2	Moente Apoio 2	391,9	2	Moente Apoio 2	154,2
3	Moente Manivela 1	853,3	3	Moente Manivela 1	150,1
4	Moente Apoio 3	802,3	4	Moente Apoio 3	806,6
5	Moente Manivela 2	497,3	5	Moente Manivela 2	955,9
6	Moente Apoio 4	688,7	6	Moente Apoio 4	860,5
7	Moente Manivela 3	536,6	7	Moente Manivela 3	479,7
8	Moente Apoio 5	900,5	8	Moente Apoio 5	694,5
9	Moente Manivela 4	1014	9	Moente Manivela 4	995,6
10	Moente Apoio 6	975,2	10	Moente Apoio 6	964,2
11	Moente Manivela 5	944,2	11	Moente Manivela 5	1132
12	Moente Apoio 7	967,3	12	Moente Apoio 7	1014
13	Moente Manivela 6	1053	13	Moente Manivela 6	1032
14	Moente Apoio 8	933,8	14	Moente Apoio 8	955
15	Moente Apoio 9	981,8	15	Moente Apoio 9	969,9

Tabelas valores análises A4 e A5, respetivamente



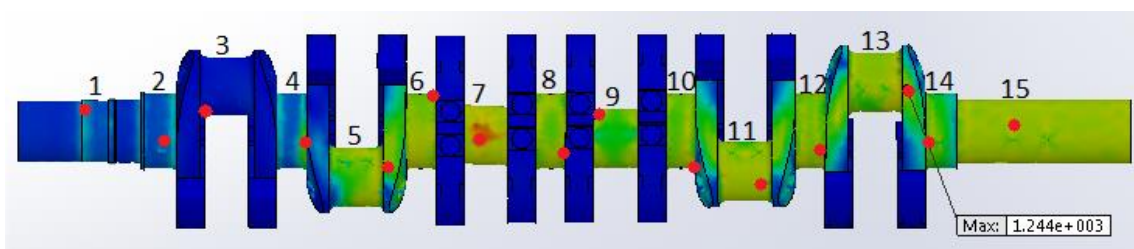
Simulação análise A4



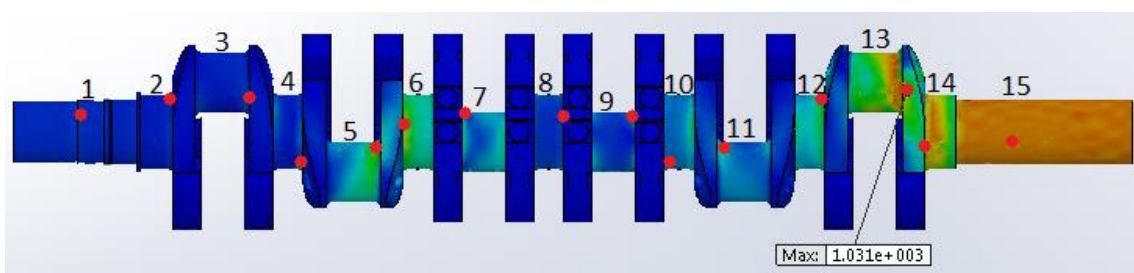
Simulação análise A5

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	405,2	1	Moente Apoio 1	82,11
2	Moente Apoio 2	870	2	Moente Apoio 2	144,4
3	Moente Manivela 1	164,5	3	Moente Manivela 1	121,1
4	Moente Apoio 3	845,6	4	Moente Apoio 3	457,7
5	Moente Manivela 2	1069	5	Moente Manivela 2	849,9
6	Moente Apoio 4	1016	6	Moente Apoio 4	810
7	Moente Manivela 3	1173	7	Moente Manivela 3	531,7
8	Moente Apoio 5	996,4	8	Moente Apoio 5	322,8
9	Moente Manivela 4	1022	9	Moente Manivela 4	346,9
10	Moente Apoio 6	974,3	10	Moente Apoio 6	435,6
11	Moente Manivela 5	1009	11	Moente Manivela 5	380,5
12	Moente Apoio 7	1022	12	Moente Apoio 7	892,3
13	Moente Manivela 6	1244	13	Moente Manivela 6	1031
14	Moente Apoio 8	952,5	14	Moente Apoio 8	953,8
15	Moente Apoio 9	950,1	15	Moente Apoio 9	971

Tabelas valores análises A7 e A8, respetivamente



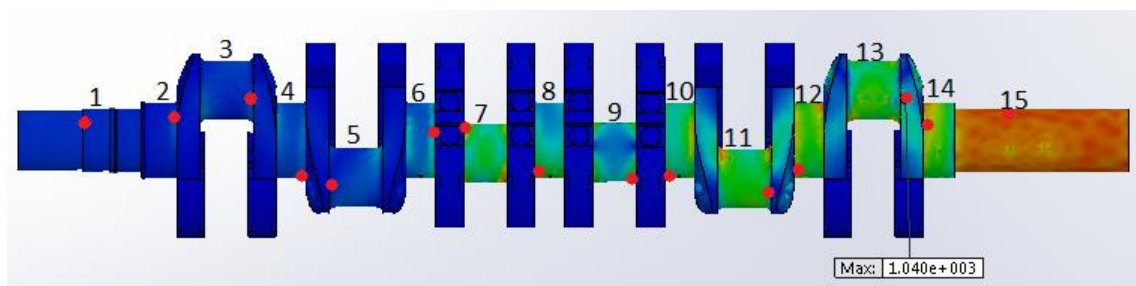
Simulação análise A7



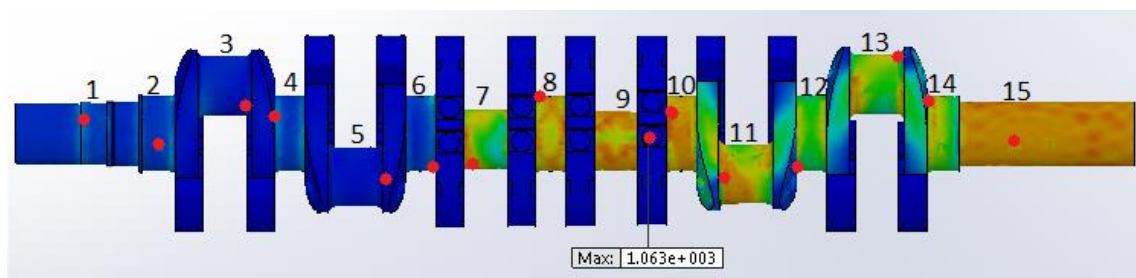
Simulação análise A8

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	67,75	1	Moente Apoio 1	252,4
2	Moente Apoio 2	139,5	2	Moente Apoio 2	496,1
3	Moente Manivela 1	212	3	Moente Manivela 1	188,7
4	Moente Apoio 3	311,2	4	Moente Apoio 3	203,4
5	Moente Manivela 2	264,5	5	Moente Manivela 2	121,5
6	Moente Apoio 4	760,5	6	Moente Apoio 4	944,2
7	Moente Manivela 3	957,9	7	Moente Manivela 3	1012
8	Moente Apoio 5	917,7	8	Moente Apoio 5	1002
9	Moente Manivela 4	779,3	9	Moente Manivela 4	1063
10	Moente Apoio 6	875,4	10	Moente Apoio 6	986,6
11	Moente Manivela 5	909,9	11	Moente Manivela 5	1008
12	Moente Apoio 7	946,1	12	Moente Apoio 7	917,5
13	Moente Manivela 6	1040	13	Moente Manivela 6	976,9
14	Moente Apoio 8	952,2	14	Moente Apoio 8	949
15	Moente Apoio 9	975,9	15	Moente Apoio 9	966,6

Tabelas valores análises A9 e A10, respetivamente



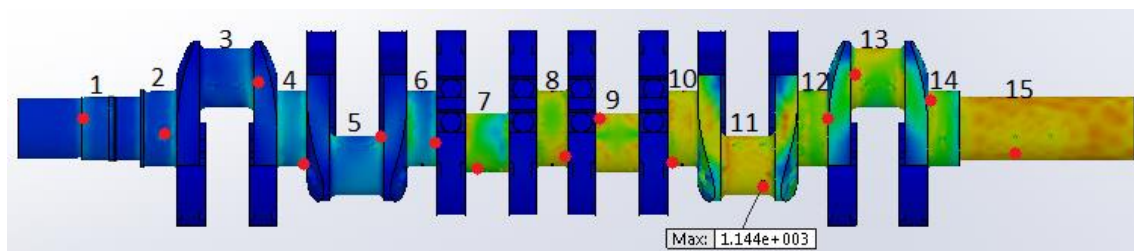
Simulação análise A9



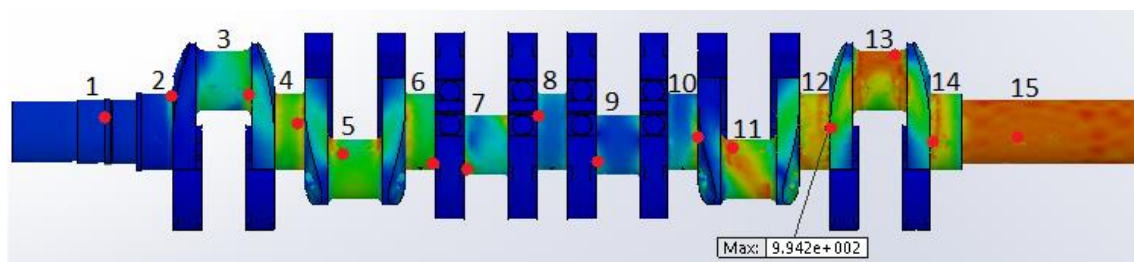
Simulação análise A10

#	Ponto de Análise	Valor (MPa)	#	Ponto de Análise	Valor (MPa)
1	Moente Apoio 1	229,7	1	Moente Apoio 1	65,91
2	Moente Apoio 2	585,2	2	Moente Apoio 2	320,8
3	Moente Manivela 1	395,2	3	Moente Manivela 1	778,6
4	Moente Apoio 3	615,6	4	Moente Apoio 3	929,7
5	Moente Manivela 2	407,8	5	Moente Manivela 2	953,5
6	Moente Apoio 4	745	6	Moente Apoio 4	938,4
7	Moente Manivela 3	1026	7	Moente Manivela 3	917,1
8	Moente Apoio 5	990,7	8	Moente Apoio 5	738,6
9	Moente Manivela 4	1035	9	Moente Manivela 4	405
10	Moente Apoio 6	980,7	10	Moente Apoio 6	884,7
11	Moente Manivela 5	1144	11	Moente Manivela 5	986,6
12	Moente Apoio 7	987,2	12	Moente Apoio 7	994,2
13	Moente Manivela 6	927,3	13	Moente Manivela 6	954,8
14	Moente Apoio 8	934,8	14	Moente Apoio 8	955,1
15	Moente Apoio 9	989,6	15	Moente Apoio 9	967,4

Tabelas valores análises A11 e A12, respetivamente

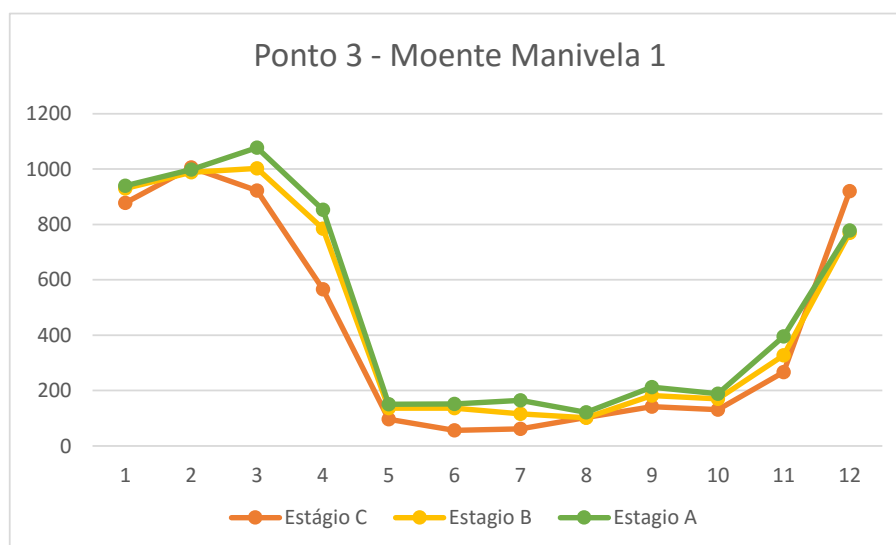
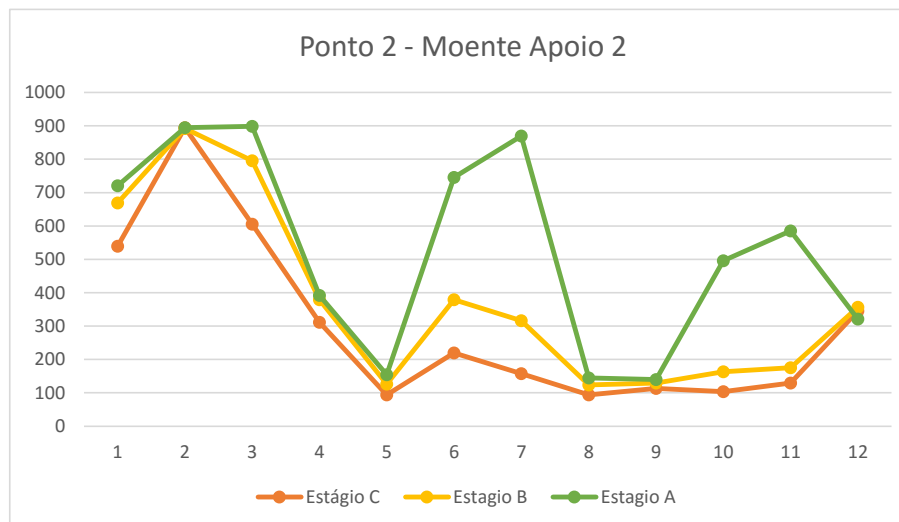
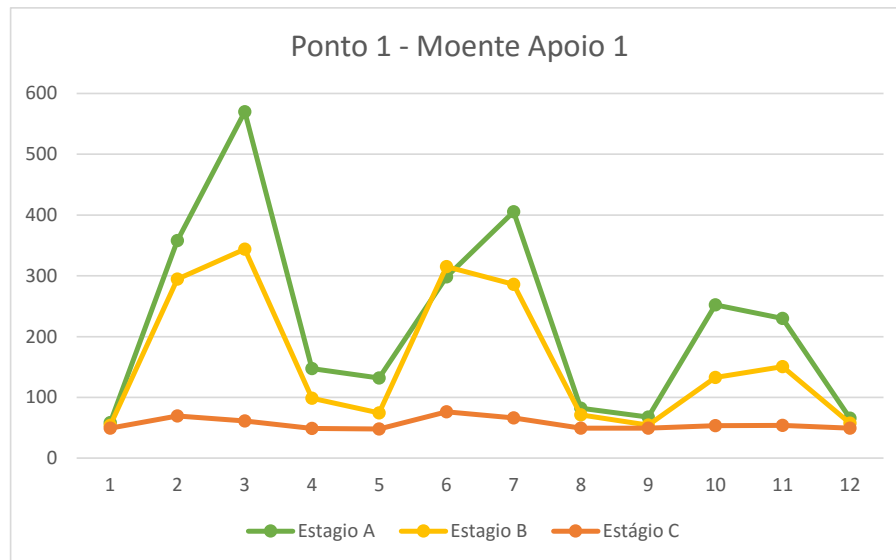


Simulação análise A11

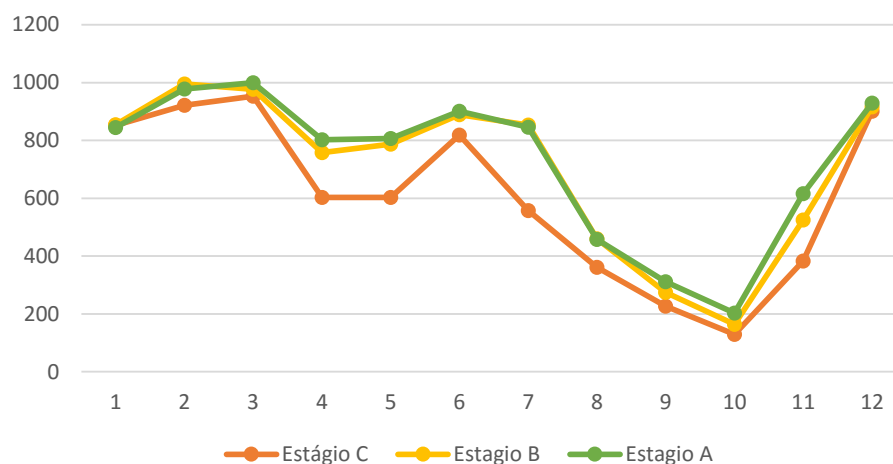


Simulação análise A12

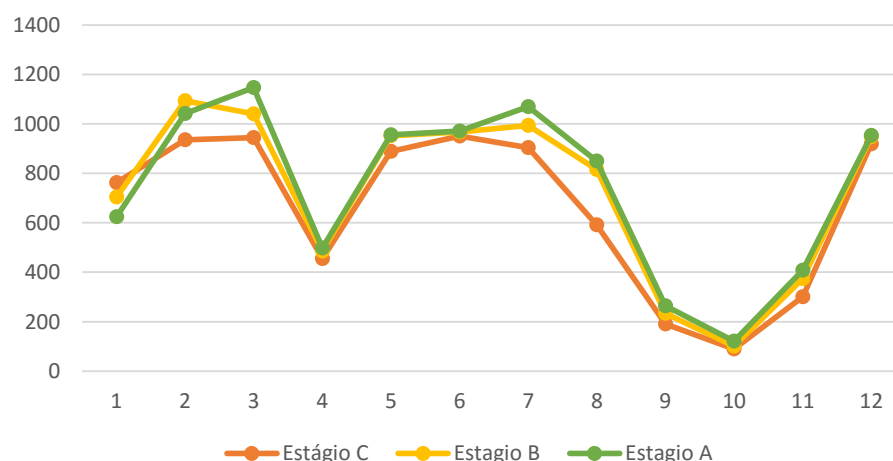
Apêndice 3 – Gráficos das análises efetuadas em cada ponto do veio de manivelas



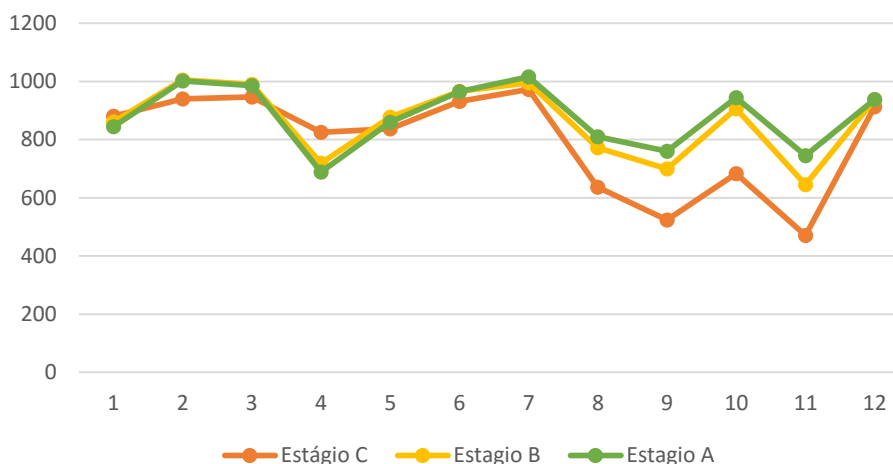
Ponto 4 - Moente Apoio 3

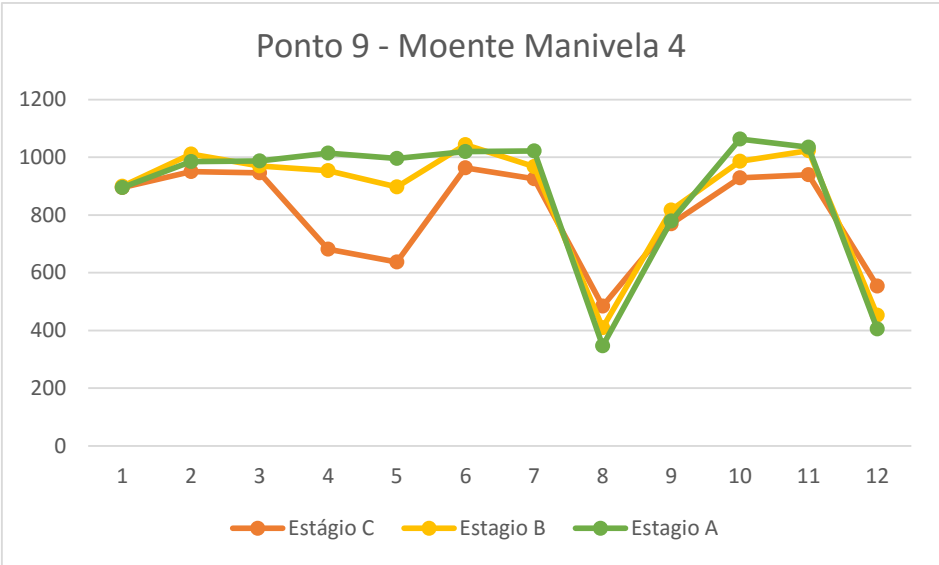
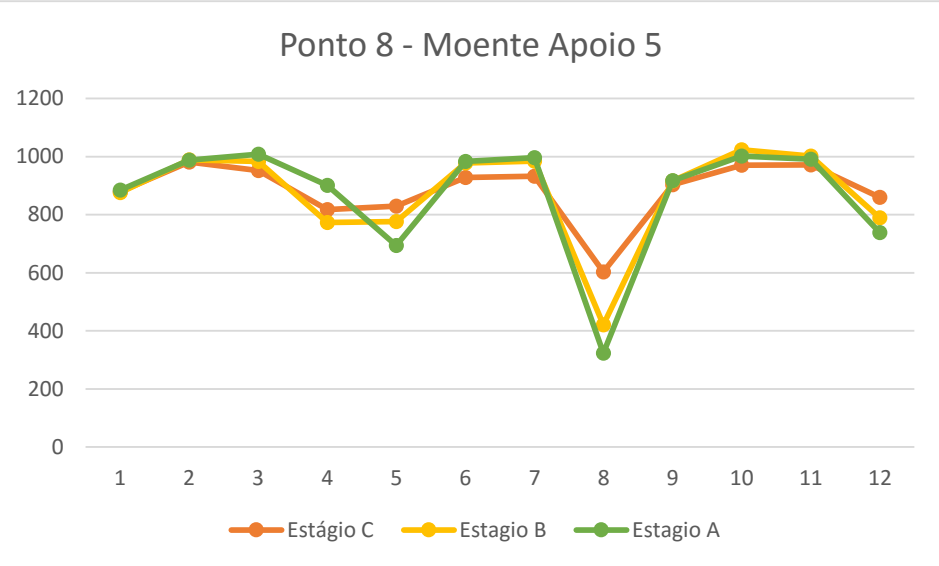
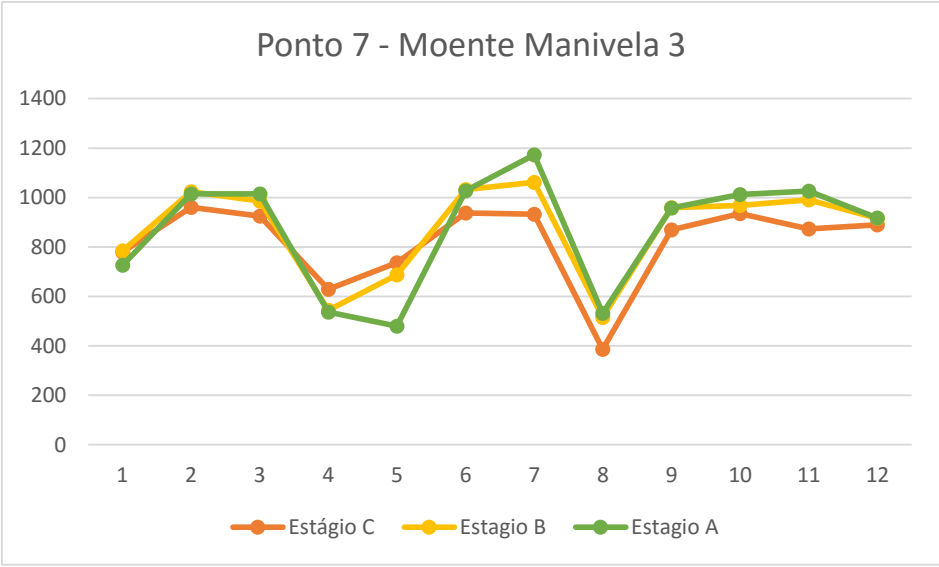


Ponto 5 - Moente Manivela 2

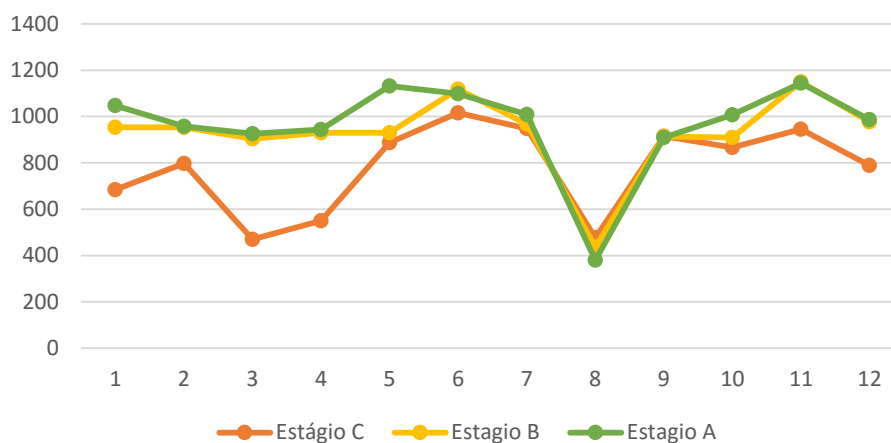


Ponto 6 - Moente Apoio 4

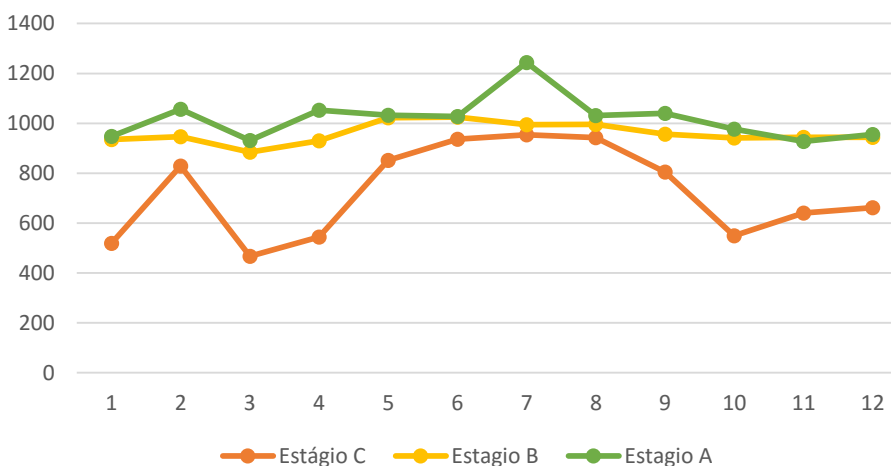




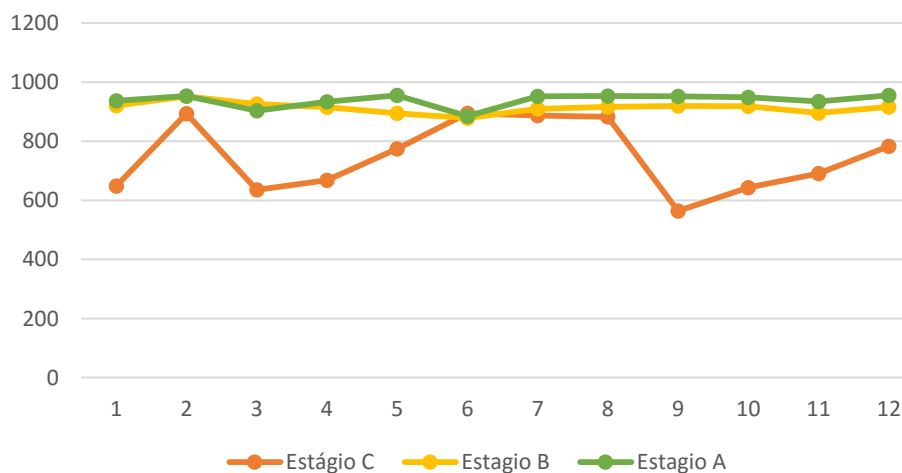
Ponto 11 - Moente Manivela 5

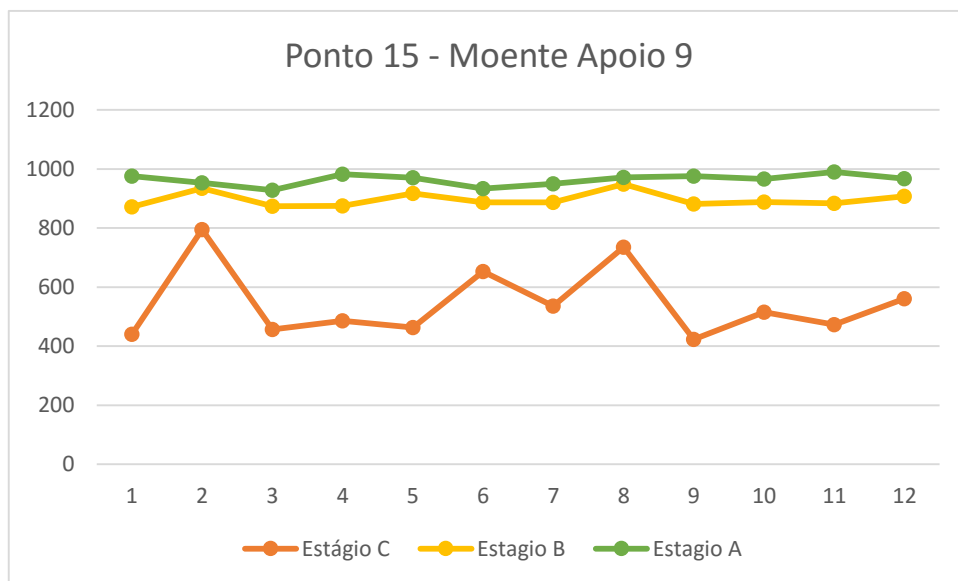


Ponto 13 - Moente Manivela 6

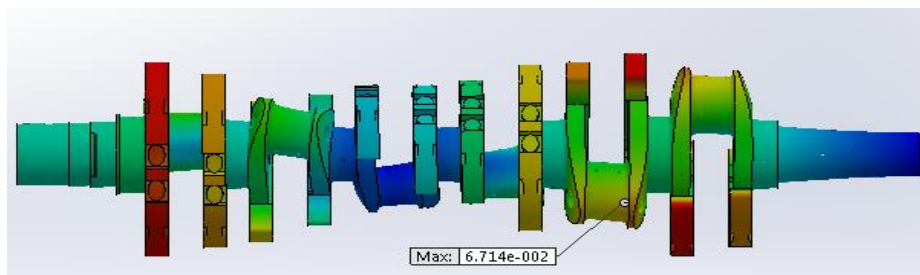


Ponto 14 - Moente Apoio 8

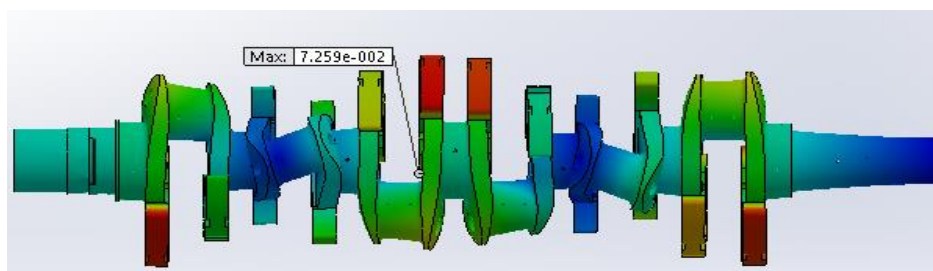




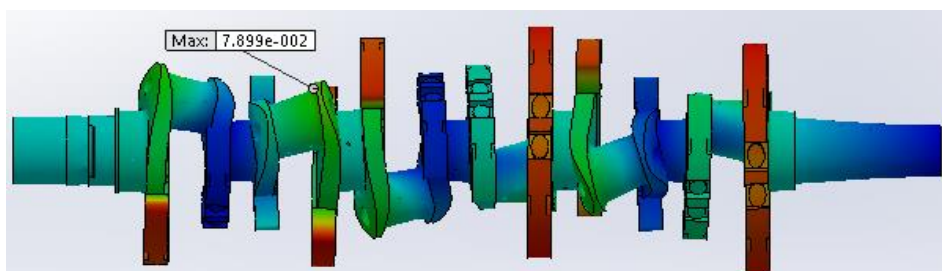
Apêndice 4 – Modos de vibração do veio de manivelas



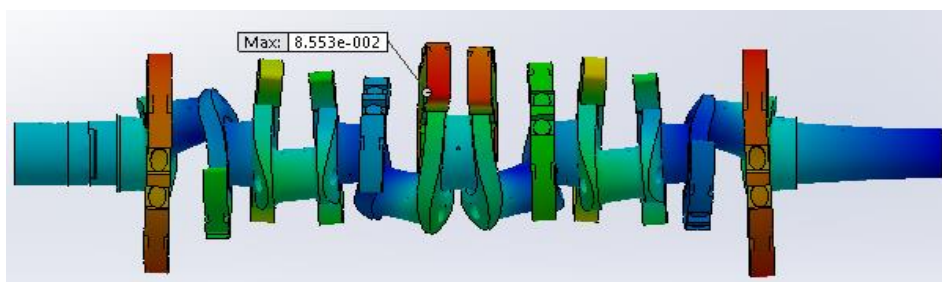
Modo 2 de vibração



Modo 3 de vibração



Modo 4 de vibração



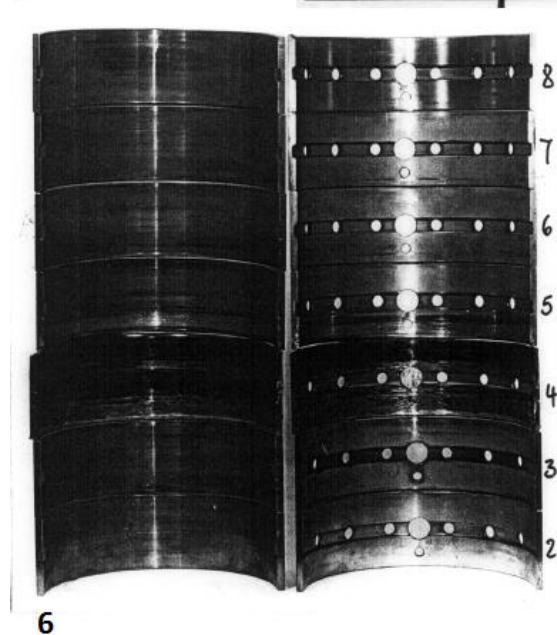
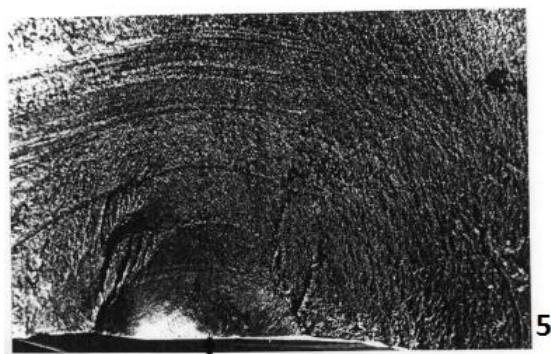
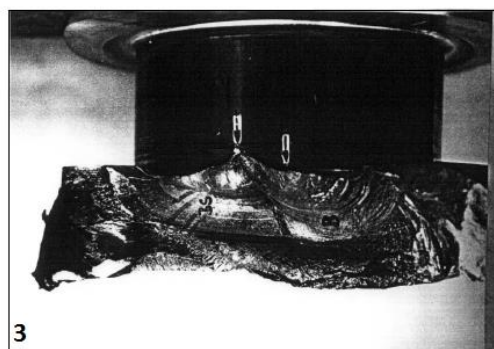
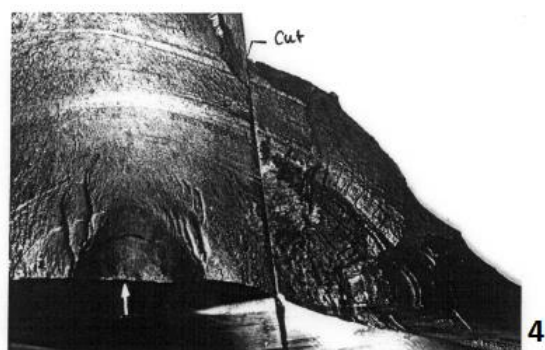
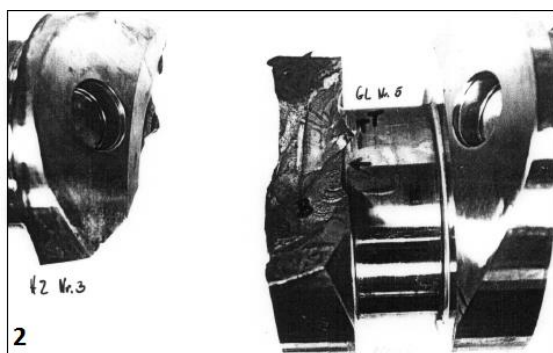
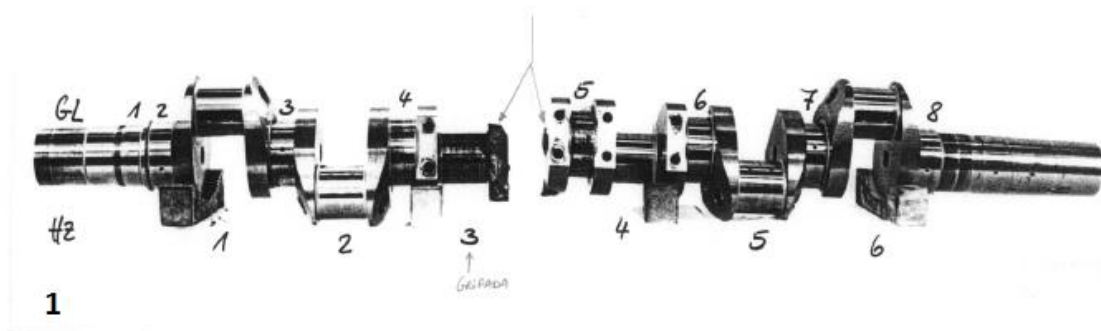
Modo 5 de vibração

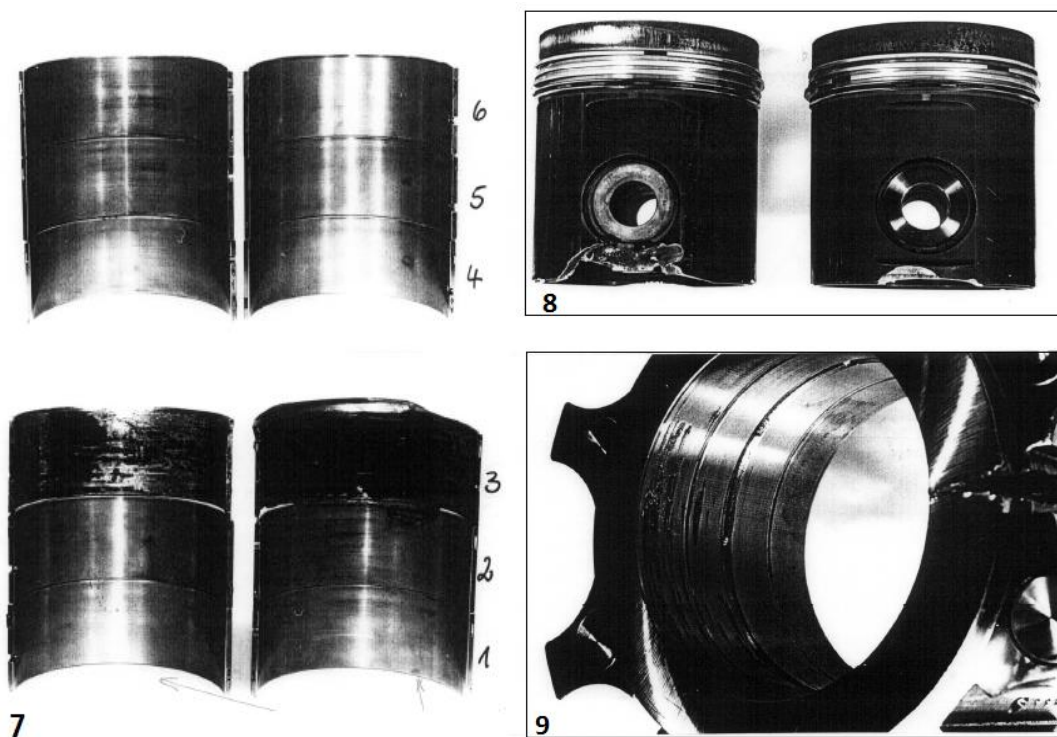
Apêndice 5 – Linha de código da estimativa da propagação da fenda em *MATLAB*®

```
format long
a=0.18
N=1
r=100.0
delta_sigma=545.6
fid=fopen('Output.txt','wt')
while (a/(2*r))<0.6
    g=((1.84/pi)*(tan((pi*a)/(4*r))/((pi*a)/(4*r)))^0.5)/(
        cos((pi*a)/(4*r)))
    Mb=g*(0.923+0.199*(1-sin((pi*a)/(4*r)))^4)
    da_dN=(Mb*delta_sigma*(pi*a)^0.5)^3*5.21e-13
    a=a+da_dN
    N=N+1
    fprintf(fid,'%6.2f %17.8f\n',N,a);
end
fclose(fid)
```


Anexos

Anexo 1 – Alvares Cabral – 1992

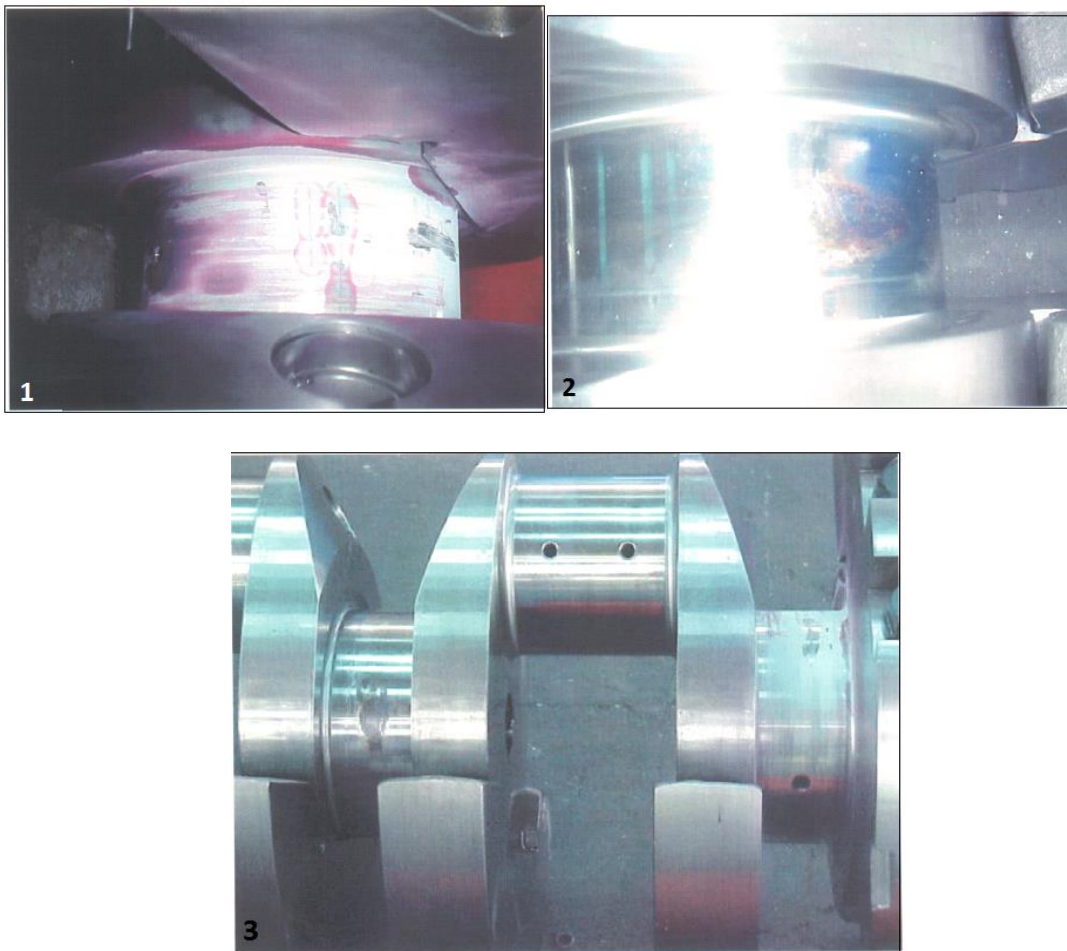




Legenda anexo 1:

1. Veio de manivelas fraturado;
2. Vista do local da fratura;
3. Origem da fratura;
4. Superfície da fratura;
5. Zona de iniciação;
6. Capas dos moentes de manivela;
7. Capas dos moentes de apoio;
8. Êmbolos do motor;
9. Amortecedor de vibrações.

Anexo 2 – Alvares Cabral – 2004



Legenda anexo 2:

1. Fissuras no moente de apoio;
2. Sinais de gripagem no moente de apoio;
3. Sinais de fissuras e gripagem do veio de manivelas.

Anexo 3 – Alvares Cabral - 2008



Free side



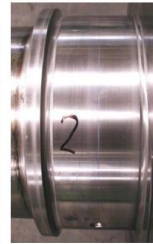
End Side



Left-hand side



Moente Apoio 1 e 2



Moente Manivela 1



Moente Apoio 3



Moente Manivela 2



Moente Apoio 4



Moente Apoio 6



Moente Manivela 5



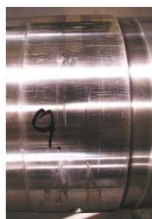
Moente Apoio 7



Moente Manivela 6



Moente Apoio 8



Moente Apoio 9



Moente Manivela 3

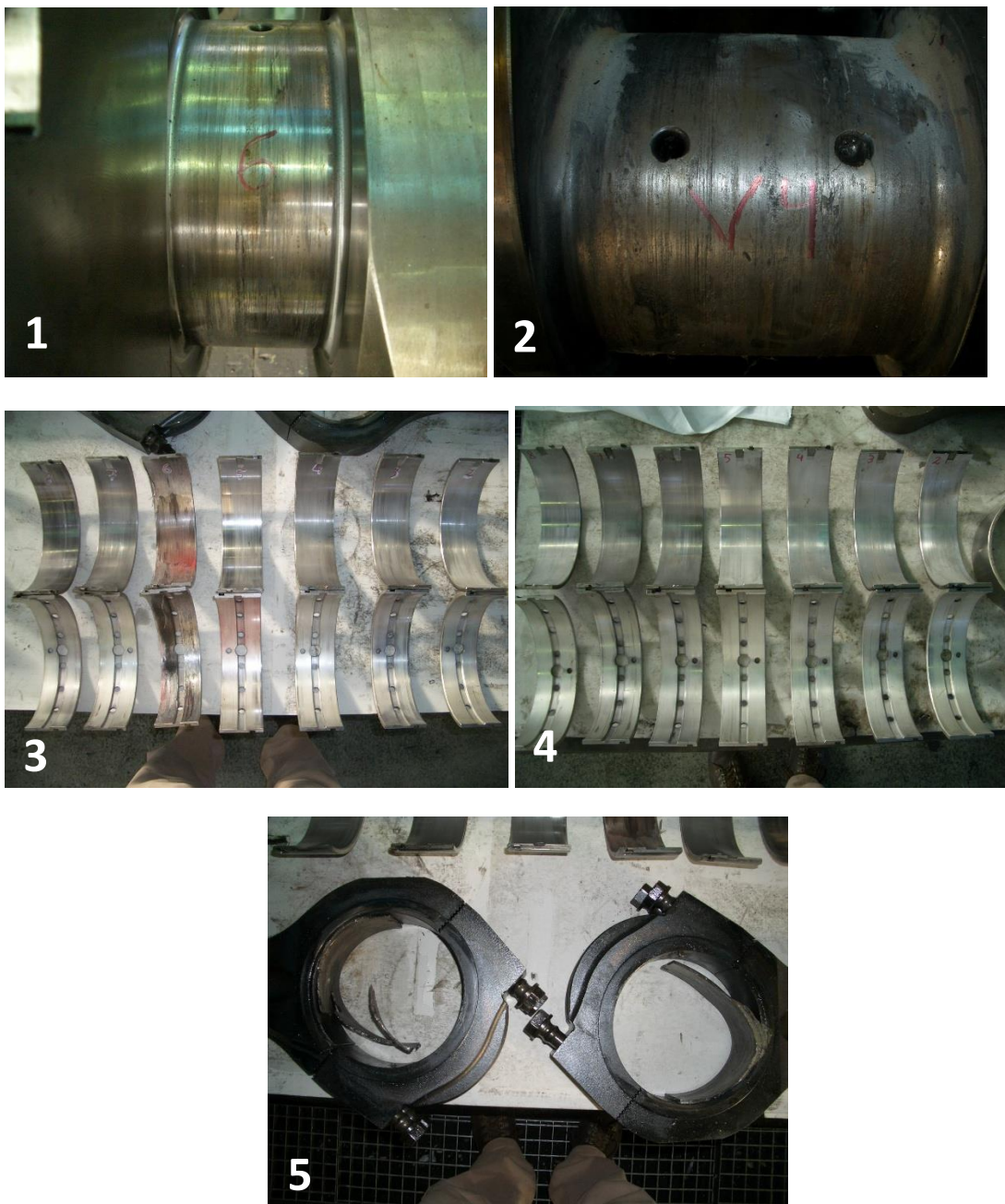


Moente Apoio 5



Moente Manivela 4

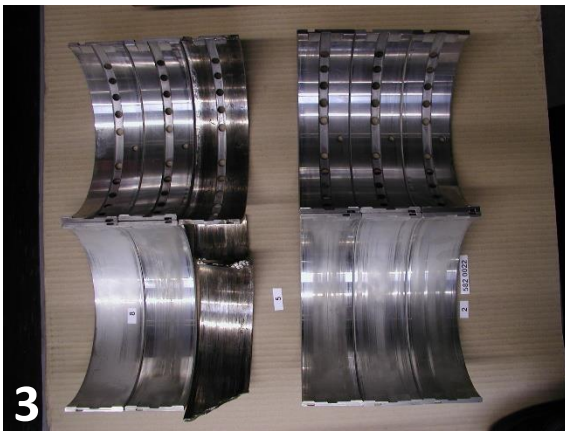
Anexo 4 – Corte Real – 2004



Legenda anexo 4:

1. Moente de apoio nº 6;
2. Moente de manivela nº 4;
3. Capas dos moentes de apoio do motor de EB;
4. Capas dos moentes de apoio do motor de BB;
5. Tirantes dos êmbolos A4 e B4.

Anexo 5 – Corte Real – 2006





Legenda anexo 5:

1. Amortecedor de vibrações;
2. Capas dos moentes de apoio (vista de fora);
3. Capas dos moentes de apoio (vista de dentro);
4. Capas dos moentes de manivelas;
5. Moente de manivela nº 4 (vista lateral);
6. Moente de manivela nº 4 (vista frontal);
7. Zona de fratura no braço entre o moente de manivela nº 4 e o moente de apoio nº 6;
8. Moente de apoio nº 6;
9. Partículas metálicas nos canais de lubrificação do veio de manivelas;
10. Moente de manivela nº 4.